



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LETECKÝ ÚSTAV

INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

**ZVÝŠENÍ STABILITY CHODU ODSTŘEDIVÉHO
KOMPRESORU**

EXTENSION OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR OPERATIONAL STABILITY

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Miroslav Růžička

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Josef Klement, CSc.

BRNO 2016

Abstrakt

Odstředivé kompresory s vysokým stlačením jsou používány v malých leteckých turbínových motorech a turbodmychadlech. Při vysokých otáčkách ale mají úzký rozsah stabilní práce a běžně používané kompresory s dozadu zahnutými lopatkami nejsou schopny požadovaný rozsah stabilní práce zajistit. Za účelem jeho rozšíření jsou používána některá antipumpážní opatření jako vnitřní obtokový kanál (OK, IRC), umístěný ve vstupu do kompresoru.

Disertační práce je zaměřena na výzkum vlivu OK na provozní parametry odstředivého kompresoru. Nejprve byly různé geometrie OK zkoumány s využitím CFD výpočetních metod na zjednodušených modelech. Geometrie, jež dávala nejlepší výsledky z pohledu průtoku a ztrát v obtokovém kanále byla použita pro zkoušky na modelovém zařízení. Následně ta samá geometrie byla zkoušena na reálném kompresoru v experimentálním turbínovém motoru za účelem ověření vlivu na charakteristiku kompresoru - stlačení a účinnost. Současně byly prováděny 3D CFD analýzy OK s modelem oběžného kola kompresoru a výsledky porovnány s výsledky experimentu na modelu a kompresoru. Navíc bylo, s využitím tříotvorové tlakové sondy, provedeno měření proudového pole za výstupní štěrbinou z OK a porovnáno s průběhy rychlostí získanými z numerických simulací.

Summary

Centrifugal compressors with high pressure ratio are widely used in small aircraft turbine engines and turbocharges. At high rotational speeds they have narrow stable operating region and commonly used impellers with back swept blades are not able to ensure requested stability. In order to achieve wider stable operating region, some other anti-surge measures can be used, such as an Internal Recirculation Channel (IRC) located in compressor impeller inlet.

This thesis deals with an investigation of IRC influence on centrifugal compressor operational parameters. As a first, the various recirculation channel geometry was studied by using of CFD analysis on simplified computational models. Those geometry, which indicated best results in terms of mass flow and losses in channel were used for testing on a model test device. Subsequently the same geometry was tested on real centrifugal compressor in experimental turbine engine to verify influence of IRC on compressor performance map – pressure ratio and efficiency. Simultaneously the CFD analyses of IRC with a 3D model of compressor impeller were performed and results compared with those gained from measurement on model and compressor. In addition the measurement of flow field downstream the recirculation channel outlet slot with using 3-hole pressure probe was performed and compared with flow velocity profiles evaluated from numerical simulations.

Klíčová slova

odstředivý kompresor, obtokový kanál, stabilita, rychlostní profily, experimenty, CFD simulace

Keywords

centrifugal compressor, recirculation channel, stability, velocity profiles, experiment, CFD simulation

Bibliografická citace

RŮŽIČKA, M. *Zvýšení stability chodu odstředivého kompresoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 145 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Josef Klement, CSc..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem dizertační práci na téma Zvýšení stability chodu odstředivého kompresoru vypracoval samostatně včetně příloh a za použití uvedené literatury.

.....
datum

.....
Ing. Miroslav Růžička

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu dizertační práce panu doc. Ing. Josefu Klementovi, CSc. za cenné rady při vedení práce. Chtěl bych také poděkovat svému zaměstnavateli První brněnské strojírně Velká Bíteš, a.s., za možnost provedení části experimentů a poskytnuté zázemí pro realizaci numerických simulací a jejich vyhodnocování. Poděkování také patří pracovníkům Výzkumného zkušebního a leteckého ústavu, a.s. v Praze za provedená měření a poskytnutí naměřených dat. Bez všech těchto a řady dalších lidí, které zde nezmiňuji, neboť by byl seznam velmi dlouhý, by práce neměla předkládanou technickou náplň a úroveň. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za trpělivost, kterou se mnou měla při zpracování práce a omluvit se zejména svým dětem za čas, který jsem s nimi nemohl trávit. Těmto všem a řadě dalších nejmenovaných patří velký dík!

Obsah

1	Úvod	8
1.1	Odstředivý kompresor	9
1.2	Charakteristika odstředivého kompresoru.....	9
2	Nestabilní práce kompresoru	11
2.1	Provoz kompresoru v mimonávrhových režimech	11
2.2	Mechanismus vzniku pumpáže	12
3	Antipumpážní opatření u odstředivých kompresorů	14
3.1	Tvarování lopatek oběžného kola	14
3.2	Natáčivé lopatky difuzoru.....	14
3.3	Bezlopatkový difuzor	15
3.4	Přívod vzduchu do bezlopatkového difuzoru	15
3.5	Obtokový kanál umístěný na vstupu do oběžného kola kompresoru	15
4	Dosavadní výzkum problematiky obtokových kanálů	17
5	Cíle dizertační práce	34
6	Měření a výpočty na modelu obtokového kanálu.....	35
6.1	Návrh modelu obtokového kanálu	35
6.2	Měření na modelu obtokového kanálu	36
6.3	Hodnocení obtokového kanálu	41
6.4	Numerická simulace na modelu obtokového kanálu	42
6.4.1	Úvod do numerických simulací.....	42
6.4.2	Simulace na zjednodušeném 2D modelu obtokového kanálu	45
6.5	Porovnání výsledků měření a výpočtů na modelu obtokového kanálu	48
6.5.1	Hmotnostní průtok	48
6.5.2	Ztráty	52
6.5.3	Parametry proudu na výstupu z obtokového kanálu	54
7	Numerická simulace proudění v obtokovém kanálu kompresoru	61
7.1	Příprava a realizace simulace	61
7.1.1	Geometrický model a generování sítě	61
7.1.2	Nastavení řešiče	64
7.1.3	Nastavení okrajových podmínek výpočtu	64
7.1.4	Postup řešení.....	65
7.2	Vyhodnocení numerických simulací.....	67
7.2.1	Statický tlak po vnějším meridiánu kompresoru	69

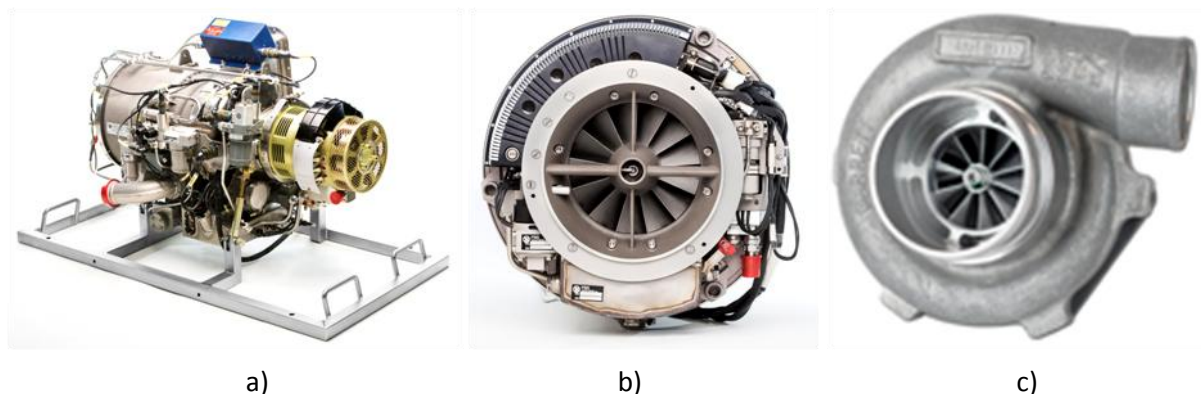
7.2.2	Machovo číslo před vstupní štěrbinou	69
7.2.3	Průtok v obtokovém kanálu	72
7.2.4	Ztráty v obtokovém kanálu.....	73
7.2.5	Průběhy rychlostí za výstupem z obtokového kanálu	74
7.2.6	Vliv výstupu z obtokového kanálu na úhel relativní rychlosti	82
7.2.7	Charakteristiky kompresoru s obtokovým kanálem.....	83
8	Měření na kompresoru.....	85
8.1	Zkušební trať.....	85
8.2	Měřicí místa na experimentálním motoru TX001	87
8.3	Výpočet parametrů kompresoru.....	88
8.4	Výsledky měření na kompresoru.....	96
8.4.1	Charakteristiky kompresoru s obtokovým kanálem.....	96
8.4.2	Rozložení parametrů proudu za výstupem z obtok. kanálu ve vstupním kanálu.....	96
8.4.3	Průtok vzduchu uvnitř obtokového kanálu	102
8.4.4	Rozložení statických tlaků na vnějším meridiánu kola	104
8.5	Hodnocení výsledků měření na kompresoru	106
9	Porovnání výpočtů s měřením na modelu a kompresoru	109
9.1	Průtok v obtokovém kanálu	109
9.2	Ztráty v obtokovém kanálu.....	109
9.3	Rozložení parametrů proudu za výstupem z obtokového kanálu.....	110
9.4	Charakteristiky kompresoru	113
10	Závěr.....	115
11	Seznam literatury	118
12	Seznam symbolů a zkratk	120
13	Seznam příloh.....	122

1 Úvod

Rozmach odstředivých kompresorů nastává s příchodem první generace leteckých lopatkových motorů. Odstředivé kompresory, do té doby nacházející uplatnění pro přeplňování pístových motorů, se tak objevují na prvních typech leteckých lopatkových motorů zejména britské a ruské konstrukce. Jejich éra ale netrvá příliš dlouho a s rostoucími požadavky na zvyšování výkonnosti motorů jsou nahrazovány kompresory osovými. Výkon motoru je možné zvýšit buď zvětšením průtoku vzduchu motorem anebo zvýšením stlačení kompresoru. Osové kompresory umožňují v porovnání s kompresory odstředivými, při zachování stejných čelních rozměrů motoru, výrazně vyšší průtok vzduchu. To je výhodné z pohledu zástavby do draku letounu, neboť nemusí být neúměrně zvětšován jeho průřez. Stlačení je pak možné zvýšit zařazením několika stupňů kompresoru za sebou, což je vzhledem k absenci propojovacích kanálů mezi jednotlivými stupni výhodnější opět u osových kompresorů.

Neznamená to ale, že by odstředivé kompresory nenašly uplatnění i nadále. Nalezneme je zejména u jednodušších zařízení pro letecké aplikace, jako jsou pomocné energetické jednotky (PEJ), turbochladiče klimatizačních jednotek, turbospouštěče, atd. Specifickou kategorií jsou malé lopatkové motory sloužící pro pohon zejména bezpilotních prostředků. V poslední době se poměrně dynamicky rozvíjí aplikace takovýchto motorů i v leteckém modelářství. Mimo letecké aplikace je pak možné zmínit využití odstředivých kompresorů v kryogenickém průmyslu, v energetice pro stlačování zemního plynu nebo v rámci procesů při různých fyzikálních experimentech. Největší uplatnění ale odstředivé kompresory stále nacházejí v turbodmychadlech pro přeplňování naftových i benzínových pístových motorů pro nejrůznější aplikace v dopravních prostředcích, kde zvyšují plnicí tlak motoru. Příklady využití odstředivých kompresorů v různých zařízeních jsou uvedeny na Obr. 1.1.

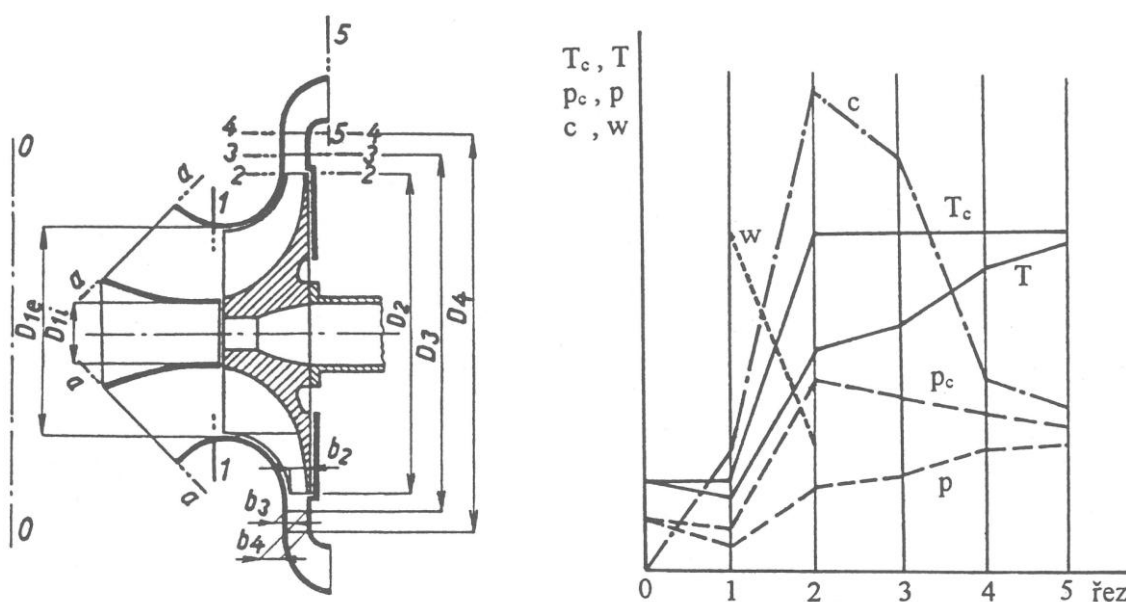
Důvodem použití odstředivých kompresorů ve zmíněných aplikacích je vysoké stlačení v jednom stupni, větší odolnost proti poškození a nižší výrobní náročnost a tím i nižší cena. Z uvedeného je tedy zřejmé, že problematika odstředivých kompresorů je stále aktuální i v současnosti a má tedy smysl se jí zabývat. Vzhledem k zaměření práce bude nadále pod pojmem odstředivý kompresor uvažován kompresor malého lopatkového motoru pro letecké aplikace pracující se vzduchem. Nicméně princip funkce je shodný i pro ostatní zmiňované aplikace, případně jiná pracovní média.



Obr. 1.1 Různá zařízení využívající odstředivý kompresor: a) pomocná energetická jednotka (PEJ) pro letecké aplikace [1], b) turbínový motor [2], c) turbodmychadlo pro přeplňování pístového motoru [3]

1.1 Odstředivý kompresor

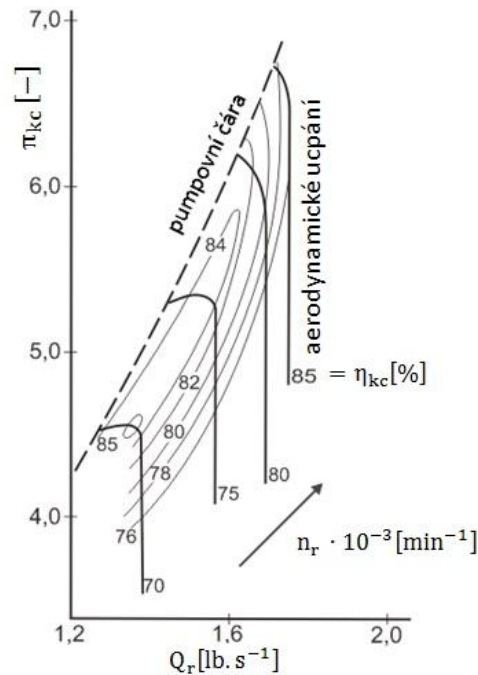
Typický stupeň odstředivého kompresoru je uveden na Obr. 1.2. Oblast vymezená rovinami 0-1 je vstupní soustava kompresoru a jejím úkolem je přivést vzduch k oběžnému kolu 1-2. Vstupní soustava musí být dimenzována tak, aby byla schopna přivést vzduch v potřebném množství s minimální tlakovou ztrátou a distorzemi proudu, tedy minimálními místními odchylkami tlakového a rychlostního pole od střední hodnoty. V oběžném kole se vzduchu předává práce přiváděná na jeho hřídel. V případě leteckých lopatkových motorů je tato práce získána expanzí na turbíně. Předávaná práce pak zvyšuje kinetickou i tlakovou energii proudícího vzduchu – Obr. 1.2, jenž dále vstupuje do bezlopatkového difuzoru vymezeného rovinami 2-3. Jeho úkolem je zejména vyrovnaní nerovnoměrného rychlostního pole před vstupem do lopatkového difuzoru, jenž je vymezen rovinami 3-4. Zde se přeměňuje podstatná část kinetické energie na energii tlakovou, klesá tedy celková rychlost proudu a zvyšuje se jeho statický tlak. Výstupní soustava (4-5) je v případě leteckých lopatkových motorů tvořena axiálním difuzorem. Zde již nedochází k významným změnám termodynamických parametrů proudu a tak hlavním úkolem axiálního difuzoru je usměrnění proudu do požadovaného směru, případně úprava rychlosti pro optimální průběh procesu spalování ve spalovací komoře.



Obr. 1.2 Schematické znázornění stupně odstředivého kompresoru a změna termodynamických veličin mezi jeho jednotlivými řezy 1 – 5, [4]

1.2 Charakteristika odstředivého kompresoru

Parametry odstředivého kompresoru se hodnotí na základě charakteristiky, což je závislost stlačení a účinnosti na redukovaném hmotnostním průtoku stupněm pro konstantní redukované otáčky. Příklad obecné charakteristiky odstředivého kompresoru je uveden na Obr. 1.3. Jednotlivé veličiny charakteristiky je možné vyjádřit pomocí uvedených vztahů. Indexování veličin respektuje číslování řezů znázorněných na Obr. 1.2.



Obr. 1.3 Charakteristika odstředivého kompresoru, [5]

Celkové stlačení kompresoru je definováno jako:

$$\pi_{kc} = \frac{p_{c5}}{p_{c1}} [-] \quad (1.1)$$

Celková účinnost kompresoru:

$$\eta_{kc} = \frac{\pi_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{c5}}{T_{c1}}} [-] \quad (1.2)$$

Redukovaný hmotnostní průtok stupněm platný pro 0 m Mezinárodní standardní atmosféry (MSA):

$$Q_r = Q_m \cdot \frac{101\,325}{p_{c1}} \cdot \sqrt{\frac{T_{c1}}{288.15}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1.3)$$

Redukované otáčky kompresoru platné pro 0 m Mezinárodní standardní atmosféry (MSA):

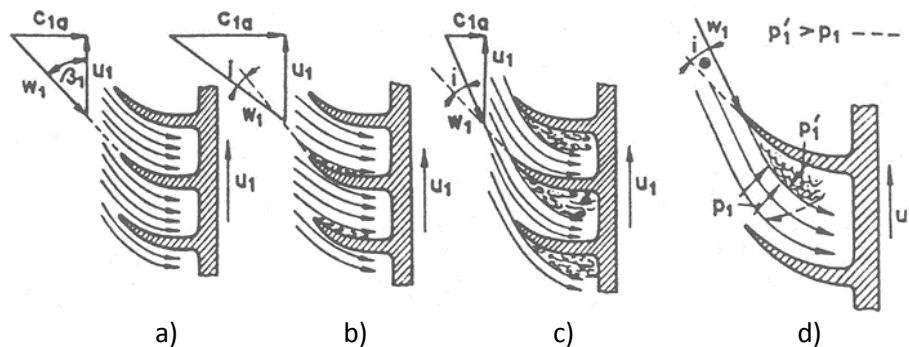
$$n_r = n \cdot \sqrt{\frac{288.15}{T_{c1}}} [\text{s}^{-1}, \text{min}^{-1}] \quad (1.4)$$

Odstředivý kompresor je často provozován nejen při různých otáčkách, ale i při různém hmotnostním průtoku vzduchu v rámci konstantních otáček, dostává se tak do mimonávrhových provozních bodů. Se zvyšujícím se hmotnostním průtokem, při konstantních otáčkách, se kompresor přibližuje k aerodynamickému ucpání. Naopak se snižujícím se hmotnostním průtokem se kompresor dostává do oblasti nestabilní práce, která se projevuje buď formou rotačního úplavu nebo prudkým poklesem tlaku a hmotnostního průtoku v kompresoru, což se opakuje s nízkou frekvencí a je často označováno jako pumpování kompresoru.

2 Nestabilní práce kompresoru

2.1 Provoz kompresoru v mimonávrhových režimech

Provoz odstředivého kompresoru v mimonávrhových bodech je možné vysvětlit na charakteru proudění v záběrníku oběžného kola. V návrhovém bodě kompresoru je úhel náběhu na lopatky oběžného kola zvolen s ohledem na minimalizaci možnosti odtrhávání proudnic – Obr. 2.1 a). Kompresor pracuje s minimálními ztrátami a tím i v oblasti maximální účinnosti.



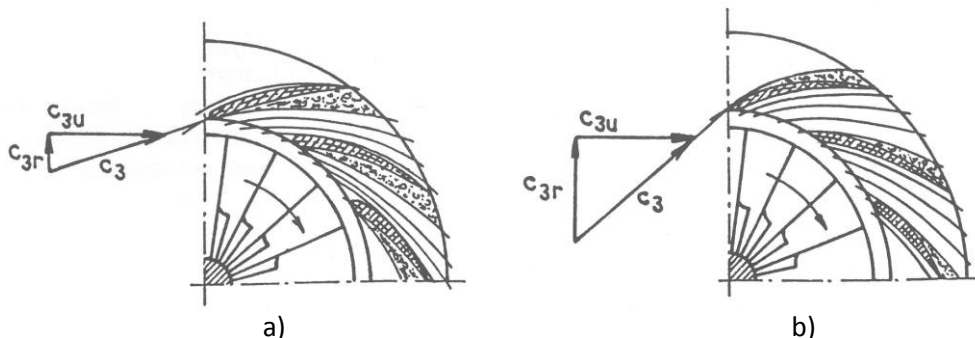
Obr. 2.1 Rychlostní trojúhelníky na vstupu do oběžného kola pro různé režimy práce kompresoru:
a) v návrhovém bodě, b) při ucpání, c), d) při pumpáži [4]

Pokud se při konstantních otáčkách zvyšuje průtokové množství vzduchu kompresorovým stupněm, roste i celková rychlost proudu na vstupu do oběžného kola. To má za následek, že vzduch natéká na lopatky záběrníku oběžného kola s výrazným záporným úhlem náběhu – Obr. 2.1 b). Důsledkem je odtrhávání proudnic v korytě lopatek, jenž způsobí snížení efektivní průtokové plochy v mezilopatkovém kanále. V kompresoru dochází k aerodynamickému ucpání, které způsobí pokles stlačení i účinnosti kompresoru. Obecně je možné říci, že práce kompresoru při aerodynamickém ucpání není nijak nebezpečná.

Naopak, pokud při konstantních otáčkách klesá průtokové množství vzduchu kompresorovým stupněm, celková rychlost na vstupu do oběžného kola se snižuje. To způsobí, že vzduch natéká na lopatky záběrníku s výrazným kladným úhlem náběhu – Obr. 2.1 c). Důsledkem je odtrhávání proudnic na hřbetě lopatek oběžného kola. Toto odtržení výrazně ovlivňuje proudění v mezilopatkovém kanále, neboť vlivem zpomalení v odtržené části proudu a s tím související pokles kinetické energie způsobí nárůst statického tlaku, který působí téměř kolmo na proudnice vstupujícího proudu. Díky tomu dochází k deformaci proudového profilu a odtržení se rozšiřuje směrem ke vstupu do kompresoru – Obr. 2.1d). Nastává pumpáž kompresoru, jenž je pro kompresor a celý lopatkový motor (případně jiné zařízení, ve kterém je kompresor nainstalován) velmi nebezpečná a může vést k celkové destrukci. Charakter pumpáže je závislý na celé řadě faktorů (velikost kompresoru, tvarování lopatek kola a difuzoru, podmínky na vstupu, aktuální provozní režim apod.), proto se charakter pumpáže u každého stupně projevuje odlišně. A tak se v některých případech nestabilní práce nejprve projevuje chvěním a často rotačním úplavem, které je při dalším snižování hmotnostního průtoku následováno hlubokými tóny a silnými vibracemi. V jiných případech k varování nedochází a silná pumpáž nastává přímo při přechodu ze stabilní práce. Frekvence tónů pumpáže je poměrně nízká a pohybuje se řádově v desítkách, maximálně stovkách Hertzů.

V charakteristice kompresoru – Obr. 1.3, je rozhraní stabilní a nestabilní práce vymezeno pumpovní čarou. Je to spojnice bodů na větvích konstantních otáček, ve kterých, při snižování hmotnostního průtoku, nastávají první příznaky nestabilní práce kompresoru. Nalevo od pumpovní čáry se nachází oblast nestabilní práce kompresoru, zatímco napravo kompresor pracuje ve stabilním režimu.

Mimoávrhové pracovní režimy odstředivého kompresoru ovlivňují charakter proudění nejen v záběrníku oběžného kola, ale i na lopatkách radiálního difuzoru, jak je znázorněno na Obr. 2.2. Snižovaný průtok vzduchu kompresorem způsobí pokles radiální složky rychlosti c_{3r} vstupující do radiálního difuzoru. To zapříčiní, že proud natékající na lopatky difuzoru má výrazný záporný úhel náběhu. V mezilopátkovém kanále tak vzniká výrazné odtržení proudu, čímž dochází k nárůstu ztrát, poklesu stlačení a účinnosti. Mechanismus vzniku odtržení je tedy podobný tomu jako na lopatkách záběrníku oběžného kola.



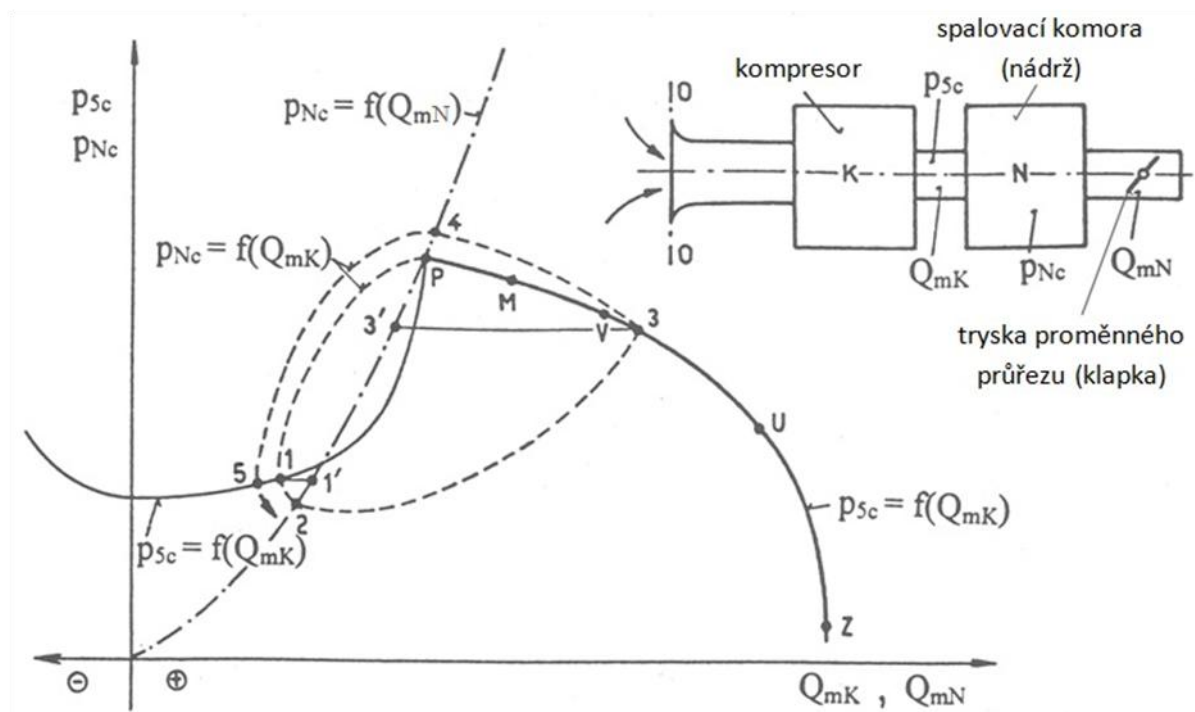
Obr. 2.2 Proudění v lopátkovém radiálním difuzoru odstředivého kompresoru: a) při minimálním průtoku v blízkosti pumpáže, b) v návrhovém bodě kompresoru [4]

2.2 Mechanismus vzniku pumpáže

Abychom mohli popsat princip vzniku pumpáže, je nutné uvažovat soustavu tvořenou kompresorem, za kterým následuje nádrž, jež je v případě leteckého motoru tvořena spalovací komorou. Na konci této soustavy pak je škrťací element, což může být lopátková mříž rozváděcího kola turbínového stupně nebo výstupní tryska motoru. Při měření charakteristiky kompresoru bývá standardní tryska motoru nahrazena tryskou proměnného průřezu umožňující plynulou změnu hmotnostního průtoku motorem a tím i škrcení kompresoru.

Průběh nestabilní práce kompresoru v jeho charakteristice je uveden na Obr. 2.3. Vlivem postupného snižování hmotnostního průtoku vzduchu kompresorem, při udržování konstantních otáček, se pracovní bod kompresoru přesouvá z bodu Z na maximálním průtoku přes body U, V a M až do bodu P. Tím dochází k růstu celkového tlaku za kompresorem, přičemž se současně mění rozložení rychlostí a úhly náběhu na lopatky záběrníku oběžného kola dle Obr. 2.1 a lopátkového difuzoru Obr. 2.2. Jakmile kompresor dosáhne bodu P na pumpovní čáře, tak odtržení proudu způsobené kladným úhlem náběhu je již tak velké, že kompresor není nadále schopen stabilní práce. Bezprostředně po přechodu do nestabilní práce je tlak na výstupu z kompresoru menší než tlak ve spalovací komoře a tento tlakový spád zapříčiní jak prudký pokles celkového tlaku v kompresoru, tak i pokles množství protékajícího vzduchu, což je znázorněno křivkou P – 2. V bodě 2 sice nastává vyrovnání hmotnostního průtoku kompresorem a spalovací komorou, ale tlak za kompresorem je větší než tlak ve spalovací komoře. Roste i hmotnostní průtok kompresorem a to až do chvíle, kdy dojde k vyrovnání obou tlaků (bod 3). Hmotnostní průtok kompresorem je ale větší než množství opouštějící spalovací komoru. Dochází k poklesu průtoku kompresorem za současného nárůstu tlaku

jak ve spalovací komoře a následně i tlaku za kompresorem. Pokud průtočná plocha škrtícího elementu na výstupu zůstává konstantní, kompresor opět přechází do nestabilního provozního režimu a děj se cyklicky opakuje a dochází k velkým změnám celkového tlaku a hmotnostního průtoku [6].



Obr. 2.3 Znáznornění průběhu pumpáže v charakteristice odstředivého kompresoru, [6]

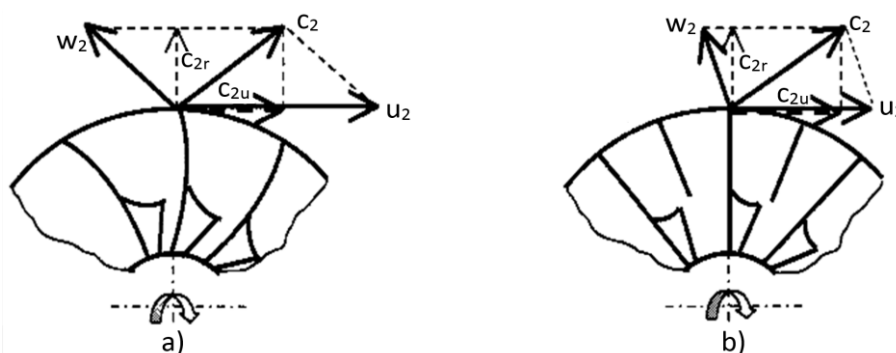
3 Antipumpážní opatření u odstředivých kompresorů

Rozšíření stabilní pracovní oblasti, tedy posun pumpovní hranice k nižším hmotnostním průtokům, je možné dosáhnout několika konstrukčními úpravami kompresorového stupně. Níže jsou popsány ty nejrozsáhlejší.

3.1 Tvarování lopatek oběžného kola

Rozšíření oblasti stabilní práce stupně odstředivého kompresoru lze dosáhnout vhodným návrhem lopatek oběžného kola. Výstupní úhel β_2 v tomto případě musí být navržen tak, aby byl větší než 90° , měřeno od směru otáčení kola. Typické tvarování takto zahnutých lopatek je uvedeno na Obr. 3.1 a), přičemž jsou označovány jako lopatky dozadu zahnuté. Díky takto tvarovaným lopatkám má sekundární vír na výstupu z oběžného kola nižší intenzitu, celková rychlost proudu je nižší a proudění je zde rovnoměrnější v porovnání s lopatkami radiálními – Obr. 3.1 b). Vzhledem k nižší intenzitě vírů a nižším rychlostem jsou i ztráty v kole nižší a celkově se dosahuje vyšší účinnosti kompresoru. Současně nižší rychlosti na výstupu z kola poněkud zjednoduší návrh a tvarování lopatek radiálního difuzoru [4]. Naproti tomu, aby bylo možné přenést srovnatelnou práci a výkon stupně jako u kola s radiálními lopatkami, tak je nutné zvýšit otáčky oběžného kola. To může jednak způsobit pevnostní problémy a jednak to znamená i nárůst Machových čísel v oblasti špiček lopatek na vstupu do oběžného kola, což může mít za následek zmenšení efektivní průtočné plochy na vstupu spojené s výskytem rázových vln. Obecně u kompresoru s dozadu zahnutými lopatkami je při zvyšování hmotnostního průtoku vzduchu pokles stlačení pozvolnější a charakteristika je širší v porovnání s kompresorem s radiálními lopatkami.

Toto řešení je díky své konstrukční nenáročnosti v průmyslové praxi poměrně rozšířené. Nevýžaduje totiž návrh žádných dodatečných mechanismů a ani úpravy skříně, ve které je kompresorový stupeň zastavěn.



Obr. 3.1 Rychlostní trojúhelníky na výstupu z oběžného kola kompresoru pro: a) dozadu zahnuté lopatky, b) radiálně zakončené lopatky, [4]

3.2 Natáčivé lopatky difuzoru

Další z možností, jak rozšířit oblast stabilní práce stupně odstředivého kompresoru, je použití natáčivých lopatek difuzoru. Natáčivé lopatky je možno přestavit tak, aby měly vhodné úhly náběhu při aktuálním průtoku kompresorovým stupněm. Se snižujícím se průtokem dochází k utržívání proudu v korytě lopatek difuzoru, které se může rozšířit do celého mezilopátkového prostoru a následně způsobit pumpování kompresoru. Přestavením lopatek se zmenší úhel náběhu a dojde

k oddálení pumpování. Naopak s rostoucím průtokem vzduchu kompresorovým stupněm by se díky přestavění lopatek zvětšila průtočná plocha difuzorem a tím by došlo oddálení aerodynamického ucpání kompresoru.

Nevýhodou tohoto aktivního způsobu oddálení nestabilního chodu kompresoru je, že vyžaduje poměrně komplikované konstrukční řešení mechanismu, který zajišťuje vlastní natáčení statorových difuzorových lopatek. Navíc, pokud je toto zařízení použito na leteckém turbínovém motoru, je nutné zajistit jeho dostatečnou spolehlivost, neboť nesprávnou funkcí může naopak dojít k předčasnému vyvolání pumpáže kompresoru s následnými nebezpečnými účinky na práci motoru.

3.3 Bezlopatkový difuzor

Použití bezlopatkového difuzoru je z konstrukčního hlediska další poměrně snadnou možností, jak rozšířit oblast stabilní práce kompresorového stupně. Bezlopatkový difuzor je díky tomu, že nemůže docházet k odtrhávání proudu na lopatkách, schopen zajistit značnou šířku oblasti stabilní práce kompresoru. Nevýhodou ale je pokles celkového stlačení a účinnosti kompresorového stupně v porovnání s difuzorem lopatkovým. Proto se kompresory vybavené bezlopatkovým difuzorem používají zejména u turbodmychadel pro přepřehování pístových motorů. Zde není pokles parametrů z ekonomického hlediska provozu až tak zásadní v porovnání s leteckými turbínovými motory, kde se čistě bezlopatkové difuzory využívají minimálně. V leteckých turbínových motorech se zpravidla používají pouze krátké bezlopatkové difuzory, jenž částečně zrovnoměňují proud za oběžným kolem před vstupem do lopatkového difuzoru.

3.4 Přívod vzduchu do bezlopatkového difuzoru

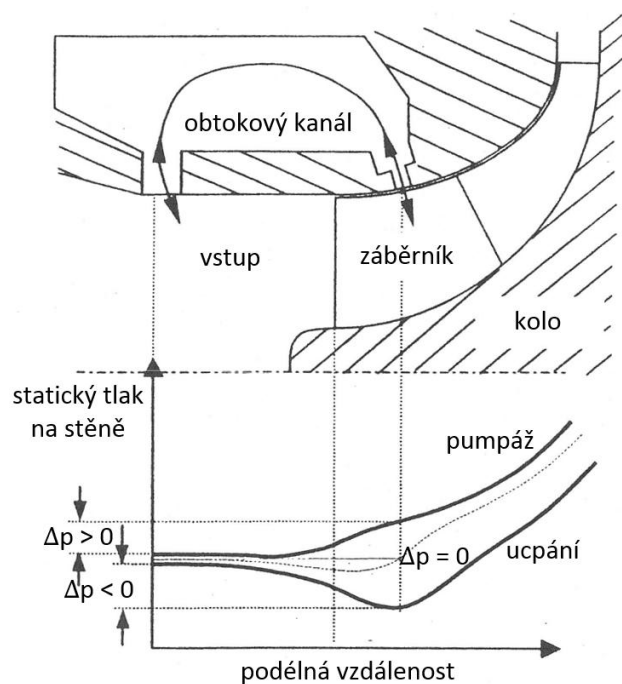
Princip rozšíření oblasti stabilní práce kompresoru vlivem přívodu vzduchu do bezlopatkového difuzoru je založen na snížení efektivní průtočné plochy difuzorem. To způsobí nárůst radiální rychlosti, jenž má za následek snížení úhlu náběhu na lopatky difuzoru. Dosavadní výzkum věnující se této problematice ale ukázal, že přívod vzduchu do difuzoru má smysl pouze z jeho přední strany, zatímco pokud je přiváděn zadní stěnou, k očekávanému rozšíření oblasti stabilní práce téměř nedojde [7], [8]. Nevýhodou tohoto způsobu ale je pokles stlačení kompresoru a navíc v některých případech může být zajištění přívodu vzduchu do difuzoru z konstrukčního hlediska poměrně komplikované.

3.5 Obtokový kanál umístěný na vstupu do oběžného kola kompresoru

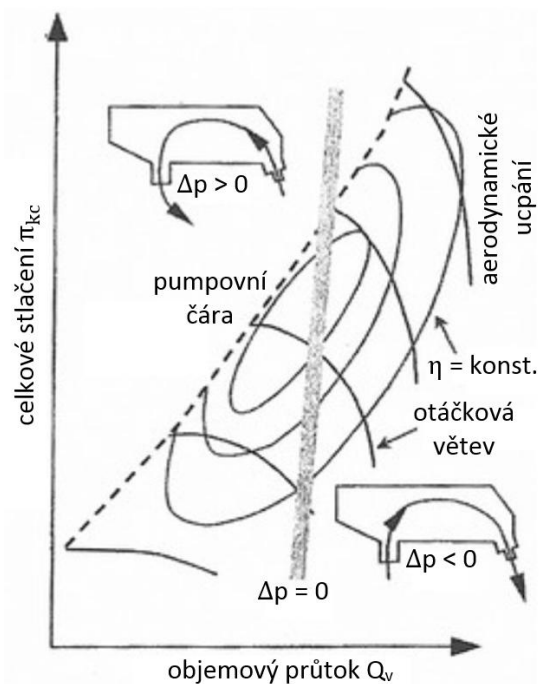
Rozšíření oblasti stabilní práce odstředivého kompresoru je možné také pomocí obtokového kanálu (OK) v oblasti záběrníku oběžného kola - Obr. 3.2. Problematika OK je předmětem dalšího výzkumu v rámci této práce, a proto jí bude nadále věnována větší pozornost.

OK umožňuje přetékání stlačeného vzduchu mezi prostorem nad záběrníkem a vstupem do oběžného kola kompresoru. O tom, s jakým hmotnostním průtokem a jakým směrem bude vzduch přetékat, rozhoduje rozložení tlaků po vnějším meridiánu kompresorového kola. Toto tlakové rozložení je navíc závislé na pracovním bodě, ve kterém se kompresor v danou chvíli nachází. Typickou charakteristiku kompresoru je totiž možné rozdělit na dvě oblasti tak, jak je znázorněno na Obr. 3.3. V oblasti napravo od této hranice dochází k ucpávání kompresoru a vzduch přetéká ze vstupu, před náběžnými hranami lopatek oběžného kola do oblasti záběrníku (tedy ve stejném směru jako hlavní proud oběžným kolem), což je patrné i z tlakového spádu na Obr. 3.2. V oblastech poblíž pumpovní hranice kompresoru vzduch přetéká v OK z oblasti záběrníku do vstupu před náběžné

hrany lopatek kola kompresoru (tedy ve směru proti hlavnímu proudu oběžným kolem). Návrhu a dimenzování OK je nutné věnovat patřičnou pozornost, aby nedošlo k významnému poklesu stlačení a účinnosti stupně.



Obr. 3.2 Uspořádání OK a rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru pro různé provozní režimy [9]

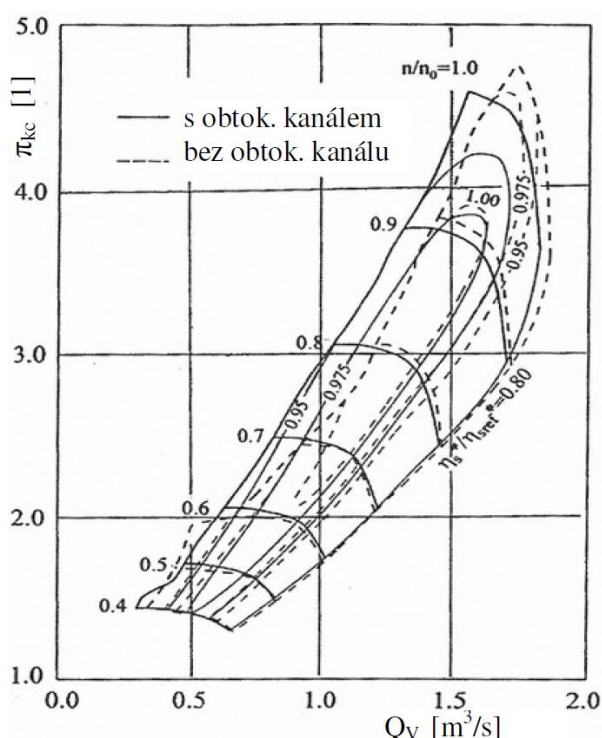


Obr. 3.3 Závislost směru proudění v OK na poloze pracovního bodu v charakteristice kompresoru, [9]

4 Dosavadní výzkum problematiky obtokových kanálů

Problematikou OK se zabývala celá řada autorů, kteří zkoumali jejich vliv jednak pomocí výpočtových simulací proudění s využitím CFD metod a jednak pomocí zkoušek a měření na odstředivých kompresorech, případně na modelových zařízeních, jež měly simulovat proudění v OK.

Hunziker [9] v jedné z prvních publikovaných prací o OK v odstředivém kompresoru ukázal možnosti jeho použití v praxi. OK umístěný ve skříni kompresoru spojuje oblast nad lopatkami kola se vstupem do kompresoru. Podle velikosti tlakového spádu mezi těmito místy proudí vzduch buď z prostoru kola do vstupu nebo opačně (Obr.3.2). Na Obr. 4.1 je porovnána charakteristika kompresoru, ve kterém je použit OK, s charakteristikou kompresoru bez OK. Na první pohled je zřejmé rozšíření stabilní práce kompresoru s OK. Současně je třeba vidět i negativní vliv OK spočívající v poklesu stlačení i účinnosti a to především při vysokých otáčkách.



Obr. 4.1 Porovnání charakteristik kompresoru s OK a bez OK, [9]

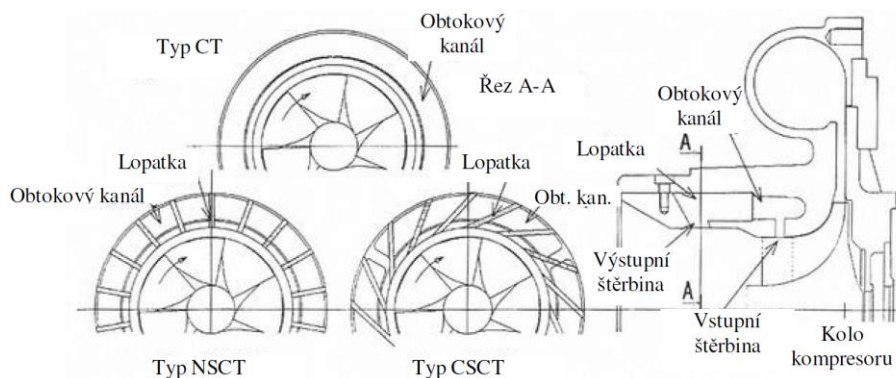
Kromě měření charakteristiky bylo proudění v kompresoru s OK modelováno s využitím CFD simulací s cílem optimalizovat umístění a tvar OK tak, aby se částečně odstranil pokles stlačení a účinnosti kompresoru. Přesto, že nelze modelováním zcela postihnout veškeré detaily proudění v kole kompresoru, OK i v difuzorech, lze od výpočtů očekávat alespoň naznačení trendů změn probíhajících v OK i v jednotlivých částech kompresoru. Ve většině případů modelování v CFD programech se získávají poněkud příznivější výsledky, než při měření charakteristiky kompresoru [9]. Pokud v OK nejsou vloženy lopatky usměrňující proud, vytéká vzduch s rozvířením ve směru rotace kola. Toto rozvíření, vznikající na vnějším průměru vstupního kanálu, sice částečně sníží předávanou práci kola na vzduch v této oblasti, ale současně způsobí pokles Machova čísla relativního proudu vstupujícího do lopatek kola a pokles úhlu náběhu na lopatky záběrníku, což se může

projevit poklesem ztrát v kole kompresoru. Je třeba však uvážit, že proudění v OK probíhá se třením a následné míšení hlavního proudu vstupujícího do kompresoru s proudem vzduchu vystupujícím z OK v oblasti před kolem také způsobuje zvýšení ztrát. Podle toho, jaký vliv při použití OK převáží, lze očekávat změnu v průběhu charakteristiky kompresoru.

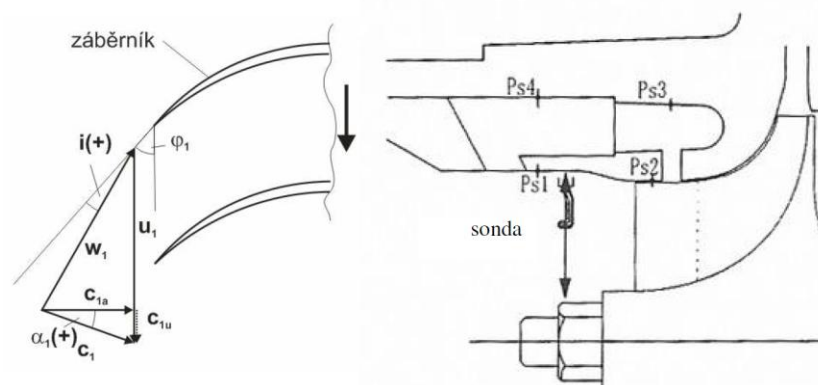
OK je v současnosti nejvíce rozšířen u turbodmychadel, kde se především využívá jeho příznivý vliv na rozšíření oblasti stabilní práce. Již zmíněný negativní vliv na proudění v kompresoru, spočívající v mírném poklesu stlačení, případně i účinnosti, není pro činnost turbodmychadel zcela zásadní. Proto lze nalézt řadu zajímavých výsledků měření a výpočtů právě u kompresorů používaných v turbodmychadlech. Jedním z takovýchto kompresorů, na kterém byla prováděna řada měření, je uveden v [10]. Kompresor s relativně nízkým výpočtovým stlačením $(\pi_{kc})_v = 3.2$ má návrhové otáčky $100\,000\text{ min}^{-1}$. Výzkum byl zaměřen na vliv tří variant uspořádání OK na průběh charakteristiky

kompresoru (Obr.4.2). První varianta označená CT je prostý OK bez lopatek, druhá varianta, která má v OK vložené radiální lopatky, je označená jako NSCT a třetí variant, jež má v OK šikmé lopatky skloněné proti směru otáčení kola, je označená jako CSCT. Původní odstředivý kompresor bez OK je označen WOCT. V OK jsou instalované 4 odběry statického tlaku p_{s1} až p_{s4} , které umožňují, mimo jiné, sledovat tlakové spády při proměnném průtoku v OK. Před kompresorem je také vložena tříotvorová drápková sonda umožňující určit rozložení parametrů proudu ve vstupním kanále před kolem kompresoru (Obr.4.3). Některé vybrané výsledky jsou uvedeny na Obr. 4.4 a Obr.4.5. Jak se mění tlakový spád v OK při změně množství nasávaného vzduchu kompresorem při konstantních otáčkách $80\,000\text{ min}^{-1}$ je zřejmé z Obr. 4.4. S růstem hmotnostního průtoku směrem k aerodynamickému ucpání tlakový spád v OK klesá a stává se záporným, to znamená, že vzduch v OK protéká ze vstupu do kola. Naopak, při snižování průtoku vzduchu směrem k pumpovní hranici se tlakový spád v OK zvyšuje a vzduch tudíž protéká z kola kompresoru do vstupu. V diagramu je současně ukázán vliv provedení OK na změnu tlakového spádu v OK.

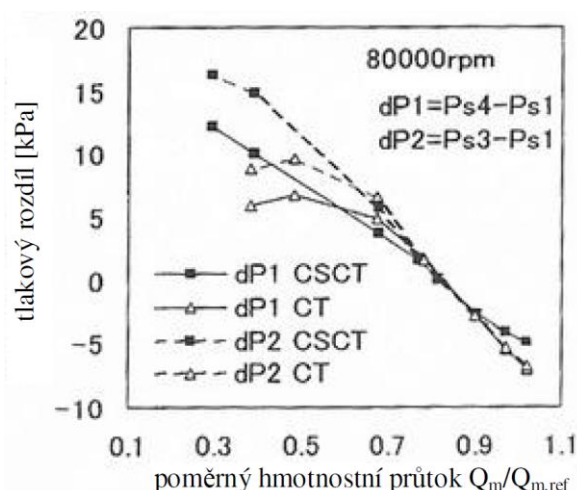
Charakteristika kompresoru uvedená na Obr.4.5, ukazuje, jak jednotlivé varianty OK mění její průběh. Největší rozdíly v šířce stabilní práce kompresoru jsou na vysokých otáčkách. Na první pohled je zřejmé, že kompresor bez OK byl v oblasti maximálních otáček špatně navržený a jeho oblast stabilní práce byla neúměrně úzká. Vložením OK nastalo rozsáhlé rozšíření stabilní práce kompresoru, které však u jiných kompresorů nelze očekávat. Z průběhu pumpovní hranice, pro jednotlivé varianty OK, je zřejmé, že vzájemné rozdíly nejsou příliš velké a to zvláště při středních a nízkých otáčkách. S ohledem na náklady spojené s výrobou a provozem kompresorů je třeba důkladně uvážit, zda-li se vložení lopatek do OK skutečně vyplatí.



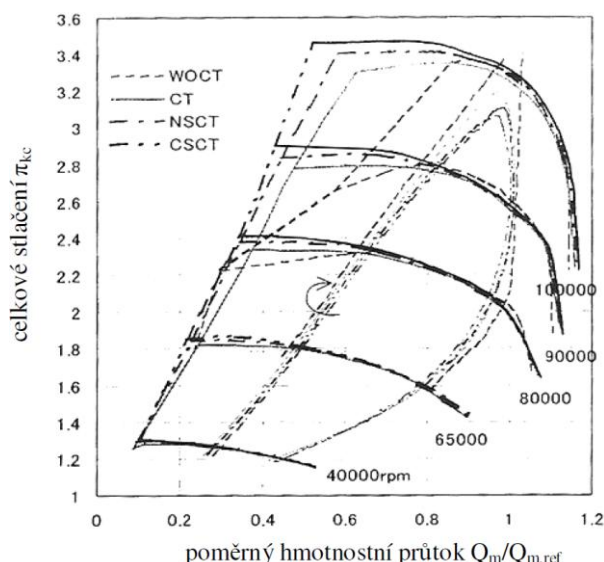
Obr. 4.2 Provedení OK použita při zkouškách, [10]



Obr. 4.3 Rychlostní trojúhelník na vstupu a znázornění umístění tlakové sondy, [10]

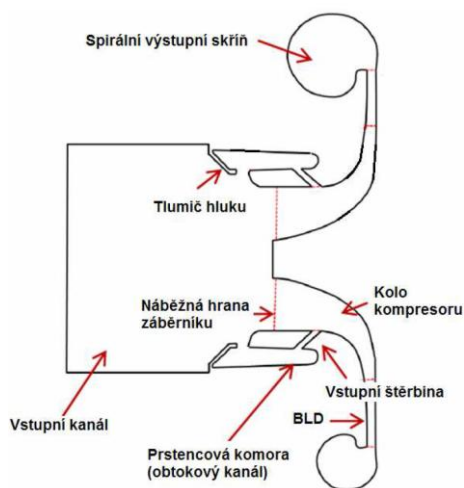


Obr. 4.4 Rozdíl statického tlaku mezi vstupní štěrbinou (VŠ) a OK, [10]

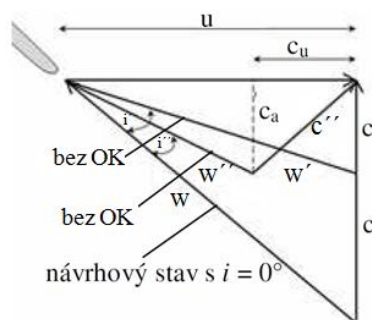


Obr. 4.5 Charakteristika kompresoru, [10]

Výpočty včetně měření byly také prováděny na turbodmychadle firmy Cummins [11], [12]. Experimentální odstředivý kompresor měl za kolem pouze bezlopatkový difuzor zakončený nesymetrickou spirální skříň. OK měl vstupní šířku 3 mm a byl skloněn pod úhlem 45° (Obr. 4.6). Rychlostní trojúhelníky před záběrníkem pro varianty bez OK a s OK jsou uvedeny na Obr.4.7. Výpočty byly prováděny s použitím CFD software ANSYS CFX 12.0, a to s uvažováním všech částí kompresoru při otáčkách 100%, 87 % a 68%.



Obr. 4.6 Uspořádání kompresoru s OK, [11]

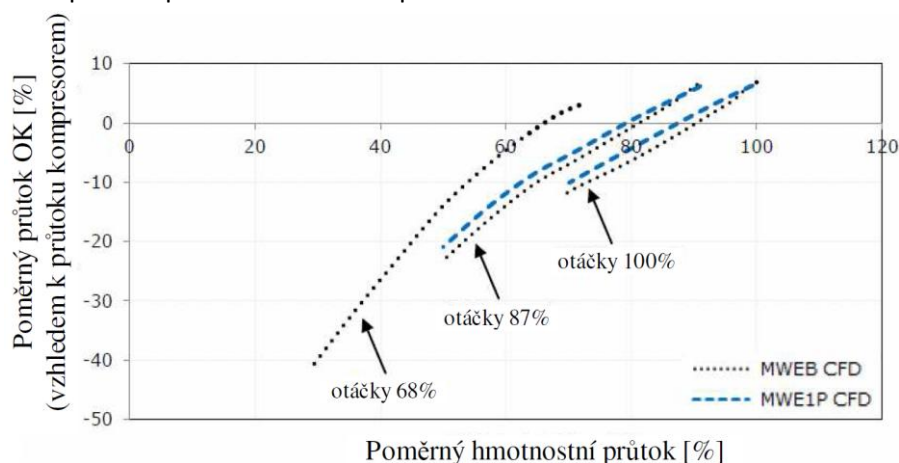


Obr. 4.7 Rychlostní trojúhelníky před záběrníkem, [11]

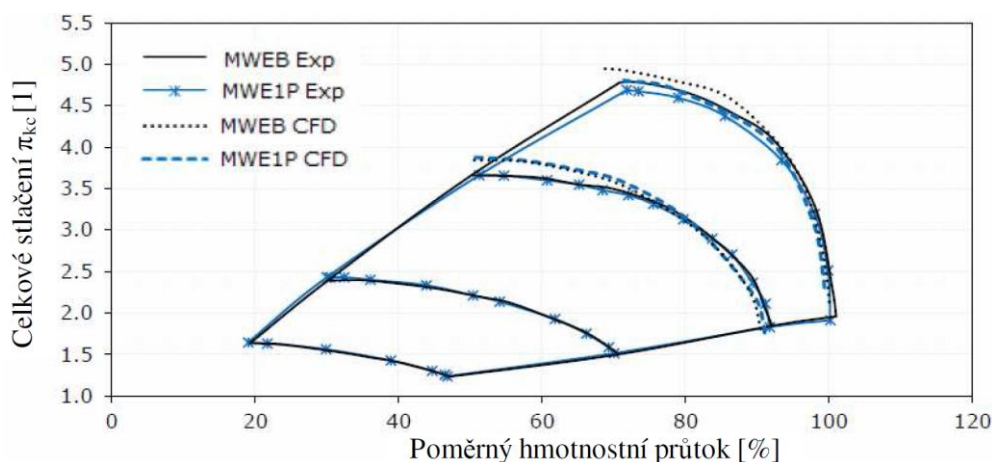
Výpočty byly nejdříve zaměřeny na umístění vstupní štěrby (VŠ) ve vztahu k náběžné hraně kola kompresoru. I když původní nastavení štěrby, které je označované MWEB CFD není definováno, polohy VŠ blíže k náběžné hraně kola (MWE1P) a dále od náběžné hrany kola (MWE2P) se s původním nastavením srovnávají. Na Obr.4.8 a Obr.4.10 jsou uváděny poměrné průtoky vzduchu v OK, které obecně odpovídají zásadám, že je-li větší tlakový spád v OK, v případě její větší vzdálenosti VŠ od náběžné hrany lopatky kompresoru, protéká v OK více vzduchu a naopak. Poměrné průtoky u tohoto experimentálního kompresoru jsou poměrně velké, což odpovídá velkým průtokovým

průřezům v OK. Jak se promítne změna nastavení VŠ na průběh charakteristiky kompresoru je uvedeno na Obr. 4.9 a Obr. 4.11. Pokud se VŠ posune směrem k náběžné hraně lopatek kola, zmenší se i tlakový spád v OK, jak již bylo vysvětleno, dojde ke snížení průtoku v OK, což může v našem případě vést k posunutí pumpovní hranice k větším průtokům a tím ke zmenšení šířky stabilní práce kompresoru. Naopak při posunu VŠ směrem od náběžné hrany kola dojde ke zvětšení průtoku v OK, což může způsobit zlepšení obtékání lopatek na vnějším průměru kola a tím k rozšíření charakteristiky kompresoru, tedy k posunutí pumpovní hranice směrem k menším hmotnostním průtokům (Obr. 4.11).

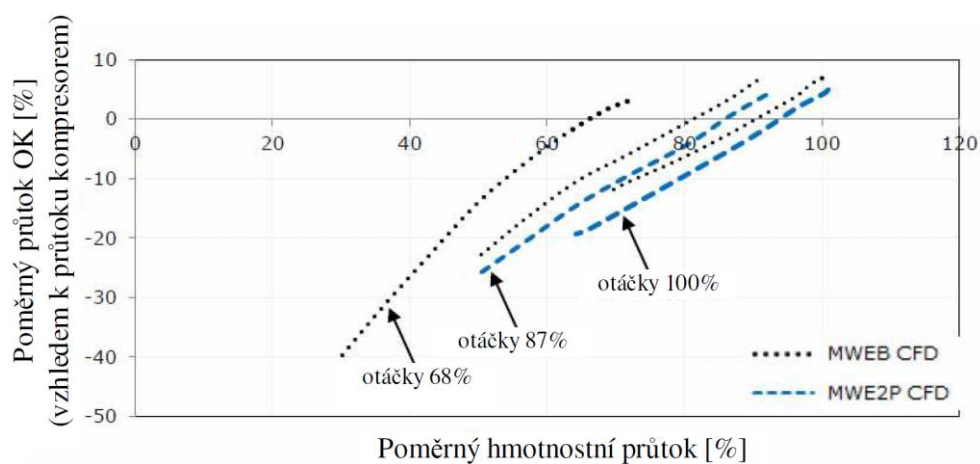
Posunutí VŠ blíže nebo dále od náběžné hrany kola kompresoru a s tím spojený různý průtok v OK se také promítne do rozložení proudu před lopatkami kola. Do VŠ vchází vzduch s určitým rozvířením, které mu udělují lopatky kola. Čím větší množství vzduchu OK protéká, tím více rozvířený vzduch ovlivňuje proud před kolem. Na Obr.4.12 je uvedeno rozvíření vzduchu na vnějším průměru kanálu před kolem kompresoru. Při velkém průtoku vzduchu v OK je tedy rozvíření větší než při malém průtoku. S tím bezprostředně souvisí i rozložení úhlů náběhu na lopatky kola (Obr. 4.13). Podstatný pokles úhlů náběhu při posunutí VŠ dále od náběžné hrany je způsoben větším rozvířením proudu a růstem osové rychlosti na vnějším průměru vstupního kanálu. Tento pokles úhlů náběhu spojený s větším rozvířením proudu může u kompresoru znamenat zmenšení přenesené práce kolem, což může způsobit pokles stlačení kompresoru.



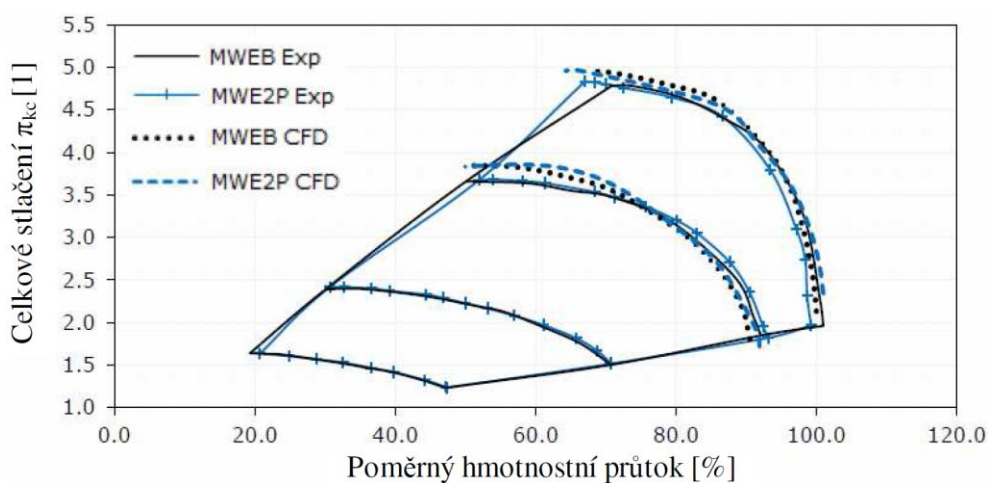
Obr. 4.8 Průtok v OK při posunutí VŠ směrem ke vstupu (konfigurace MWE1P), [11]



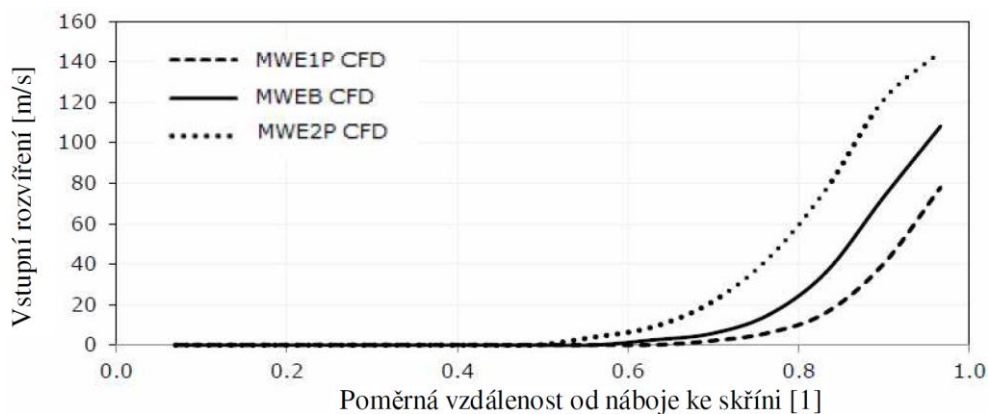
Obr. 4.9 Charakteristika kompresoru se štěrbinou posunutou směrem ke vstupu (konfigurace MWE1P), [11]



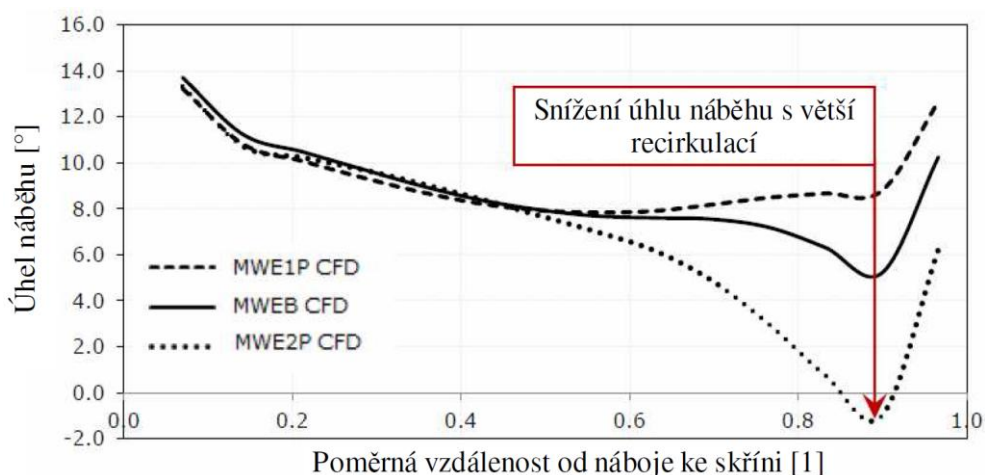
Obr. 4.10 Průtok v OK při posunutí VŠ směrem od vstupu (konfigurace MWE2P), [11]



Obr. 4.11 Charakteristika kompresoru se štrěbinou posunutou směrem od vstupu (konfigurace MWE2P), [11]

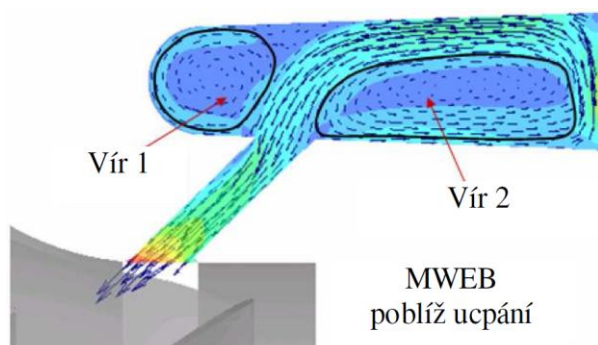


Obr. 4.12 Vliv posunu štrěbiny na rozvíření ve vstupu do kompresoru určené při 100% otáček, [11]

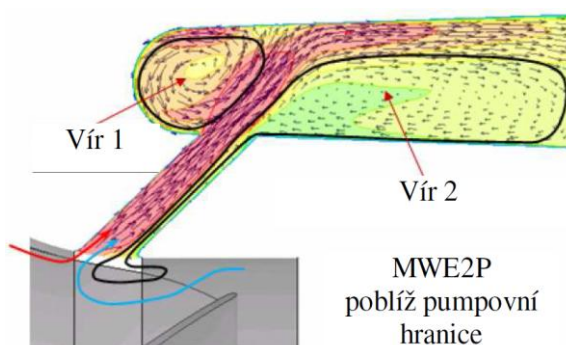


Obr. 4.13 Vliv posunu štěrby na velikost úhlu náběhu na lopatky kompresoru při 100% otáček, [11]

Model proudění v části OK v oblasti nad záběrníkem je uveden na Obr. 4.14 a Obr. 4.15. Proudění v OK při vysokých průtocích v kole kompresoru v oblasti aerodynamického ucpání, kdy statický tlak ve vstupu je vyšší než tlak ve VŠ nad záběrníkem, je uveden na Obr. 4.14. Proud vstupuje z OK do prostoru nad záběrníkem a více či méně energeticky posiluje mezní vrstvu, která se tvoří podél skříně nad lopatkami kola. Naopak v případě práce kompresoru v oblasti poblíž pumpovní hranice proudí vzduch v OK z oblasti nad záběrníkem do vstupu, kde se směšuje s hlavním proudem a podílí se na utváření rychlostního pole před kompresorem (Obr. 4.15). V obou případech proudění se v OK tvoří víry, které utvářejí rychlostní pole uvnitř OK a odebírají část energie proudícího vzduchu.



Obr. 4.14 Proudění v OK v oblasti aerodynam. ucpání kompresoru, [11]



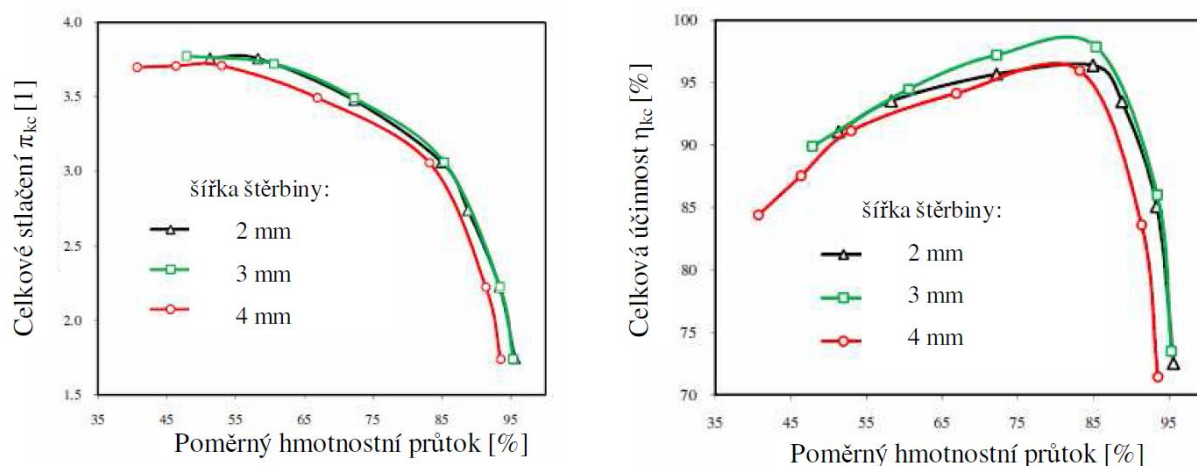
Obr. 4.15 Proudění v OK v oblasti pumpáže kompresoru, [11]

Na stejném kompresoru jako v [11] (Obr. 4.6) byl detailně analyzován vliv šířky VŠ na průběh charakteristiky kompresoru při 87% otáček a na rozložení parametrů proudu před vstupem do kola kompresoru. Výsledky výpočtů bodů na pumpovní hranici pro maximální otáčky 100% a snížené otáčky 87 a 67% jsou uvedeny v Tabulce 4.1. Z výsledků je zřejmý významný posuv pumpovního bodu k nižším hmotnostním průtokům na 87% otáček při zvětšování VŠ. Vypočtená charakteristika pro šířky VŠ 2, 3 a 4 mm je uvedena na Obr. 4.16. Ukazuje se, že 4 mm štěrbina není vhodná pro příslušný kompresor, neboť velký průtok vzduchu obtokovým kanálem, až 35% hmotnostního průtoku nasávaného kompresorem (Obr. 4.17), významně ovlivní rozložení parametrů proudu na vstupu do kola kompresoru a tím i pokles stlačení a účinnosti. Vypočtené úhly náběhu pro VŠ 4 mm klesají prakticky po celé délce lopatky záběrníku ve srovnání s šířkami VŠ 2 a 3 mm, což se projeví poklesem předávané práce kolem kompresoru (Obr. 4.18). Změna úhlů náběhu pro případy aerodynamického ucpání a režimu chodu kompresoru poblíž pumpování je způsobena změnou

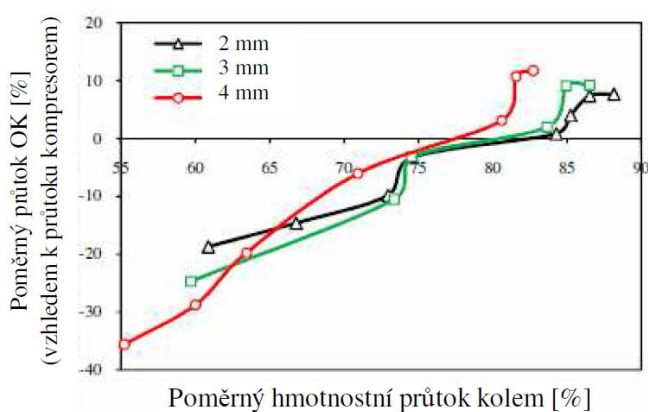
rozložení osově, ale i obvodové složky absolutní rychlosti proudu před kolem (Obr. 4.19 a Obr. 4.20). Osově složky absolutní rychlosti klesají, pro různé šířky VŠ, ve srovnání s kompresorem bez OK vlivem posunutí práce kompresoru k menším hmotnostním průtokům. Rozvíření proudu před kolem kompresoru ukazuje, jak proudí vzduch v OK. V režimu práce kompresoru poblíž aerodynamického ucpání nevystupuje proud z OK do vstupního kanálu a tudíž je před kompresorem obvodová složka rychlosti $c_u = 0$ (Obr. 4.20). Naopak poblíž pumpovní hranice protéká vzduch v OK od kola do vstupu a rozvíření je tudíž tím větší, čím je větší průtok v OK.

Tabulka 4.1 Vliv šířky VŠ na pumpovní bod pro různé otáčky kompresoru, [12]

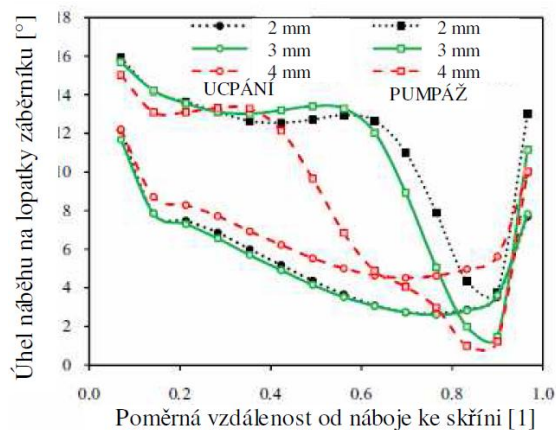
otáčky [%]	popis	$Q_{\text{pump}} / Q_{\text{max}}$
68	šířka štěrby 3 mm	29
87	bez OK	70
	šířka štěrby 2 mm	51
	šířka štěrby 3 mm	48
	šířka štěrby 4 mm	41
100	šířka štěrby 3 mm	63



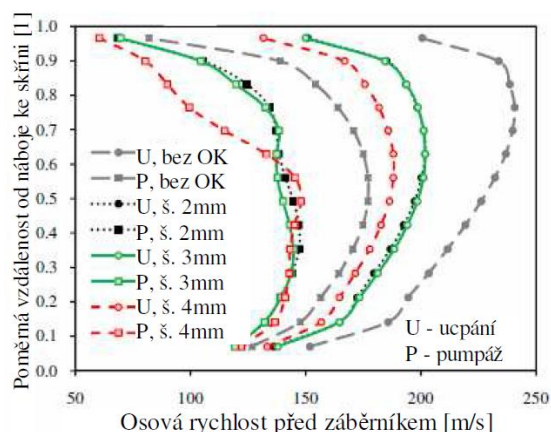
Obr. 4.16 Charakteristika kompresoru pro 87% otáček – vliv šířky štěrby, [12]



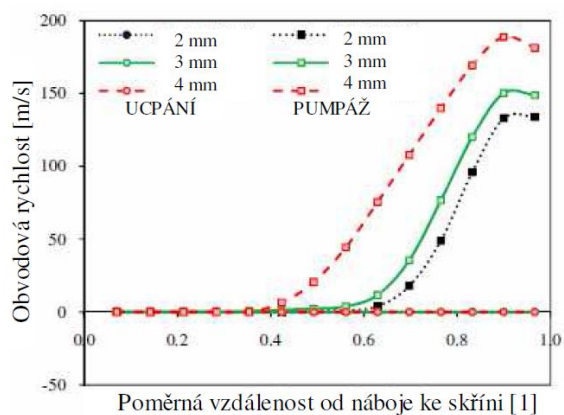
Obr. 4.17 Poměrný průtok vzduchu v OK, [12]



Obr. 4.18 Rozložení úhlu náběhu na vstupu do kola kompresoru, [12]



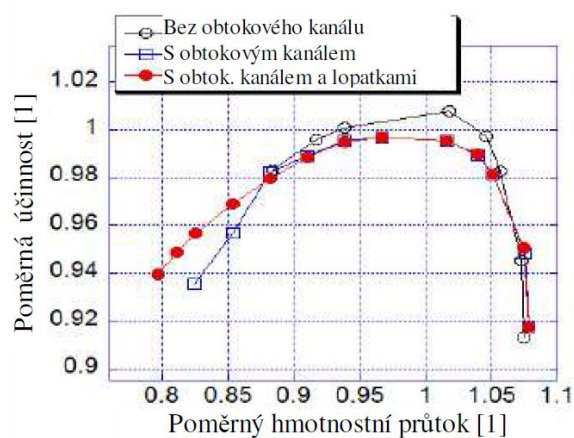
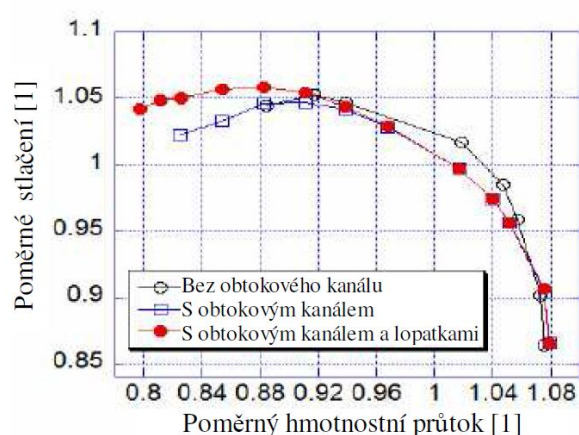
Obr. 4.19 Průběh osové rychlosti na vstupu do kola kompresoru, [12]



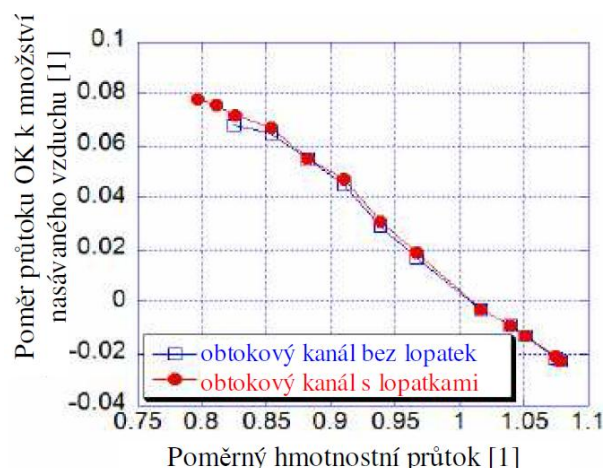
Obr. 4.20 Velikost rozvíření na vstupu do kola kompresoru, [12]

Rozbor vlivu použití OK na kompresoru s vyšším stlačením a větším hmotnostním průtokem na průběh jeho charakteristiky, je proveden v [13]. Charakteristiky kompresoru pro případy bez OK, s OK a s OK, ve kterém jsou vloženy lopatky, jsou uvedeny na Obr. 4.21. Instalovat lopatky do OK vedlo autory rozhodnutí zmenšit nepříznivý vliv rozvíření proudu při průtoku a na výstupu z OK. Jak ukazují průběhy charakteristik, příznivý vliv lopatek v OK se projeví pouze při minimálních průtocích vzduchu, ale v oblasti středních průtoků, kudy prochází rovnovážný chod motoru, je vliv lopatek negativní, neboť vede k poklesu stlačení i účinnosti. Průtok vzduchu OK s lopatkami se prakticky nemění (Obr. 4.22). Při výpočtu rozložení parametrů proudu na výstupu z kola kompresoru dospěli autoři k závěru, že rozložení úhlu náběhu na vstupu do lopatkového difuzoru se změní vlivem umístění lopatek v OK (Obr. 4.23).

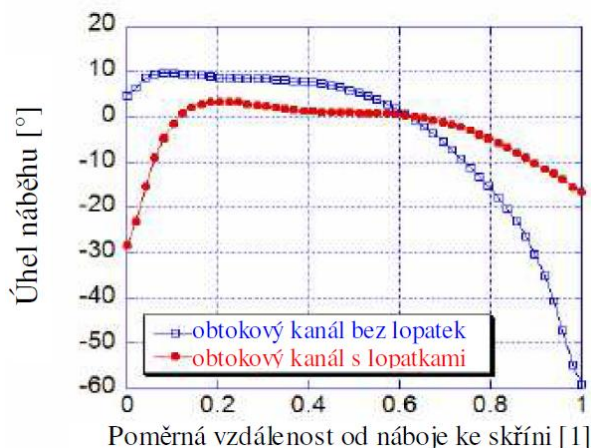
Podobně jako u dalších autorů, je zkoumán vliv umístění VŠ na průtok vzduchu v OK. Z Obr. 4.24 je zřejmé, že posunutím VŠ blíže k náběžné hraně kola se zmenší průtok vzduchu v OK a naopak, když VŠ vzdalujeme od náběžné hrany kola, průtok v OK roste. Tato skutečnost již byla několikrát zmíněna, neboť změna tlakového spádu v OK rozhoduje o průtoku vzduchu. Z Obr. 3.37 je zřejmé, že průtok vzduchu OK by měl být v oblasti poblíž pumpovní hranice, přibližně 4 až 8% hodnoty nasávaného množství vzduchu kompresorem.



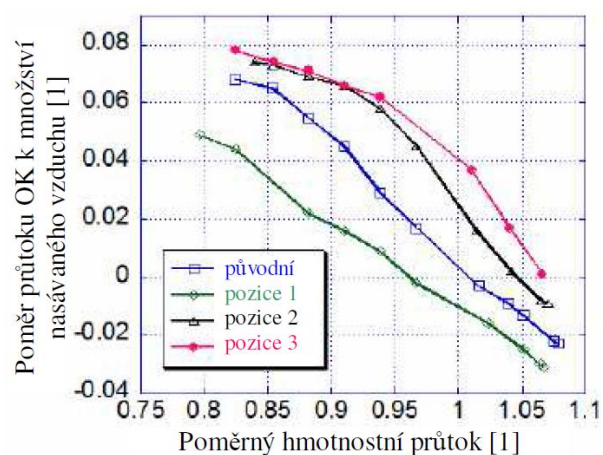
Obr. 4.21 Vliv použití lopatek v OK na průběh charakteristiky kompresoru, [13]



Obr. 4.22 Vliv lopatek umístěných v OK na dosažený průtok, [13]



Obr. 4.23 Vliv lopatek umístěných v OK na rozložení úhlu náběhu před difuzorem, [13]



Obr. 4.24 Vliv umístění odběrové štěrbin na průtok v OK, pozice 1 – blíže ke vstupu, pozice 2 a 3 dále od vstupu, [13]

Kromě výše uvedených rozborů týkajících se šířky VŠ a jejího umístění v oblasti nad záběrníkem kola kompresoru je pro utváření rychlostního pole před vstupem do kola kompresoru důležitý i tvar výstupního OK. Této problematice se věnoval autor v [14]. Z externího zdroje byl přiváděn stlačený vzduch do vstupní soustavy proudového motoru TJ100 (Obr. 4.25). Tvar výstupní části OK byl definován úhly β_1 a β_2 , kdy úhel $\beta_1 = 20^\circ$ byl konstantní a měnil se pouze úhel β_2 . Autor vytvořil výstupní kanál ve 4 variantách pro úhly $\beta_2 = 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$ a 90° (Obr. 4.26), což mu umožnilo sledovat

tvorbu rychlostního pole v poměrně širokém rozsahu výstupních úhlů z OK. K proměření rychlostního pole byla použita cejchovaná tříotvorová sonda umístěná 14 mm za výstupem z OK. V této vzdálenosti se dá očekávat, že smíšený proud vzduchu z OK s hlavním proudem bude vstupovat do kola kompresoru.

Změnou tlaku a průtoku externího vzduchu při různých průtocích v hlavním proudu, bylo možné modelovat poměrně širokou škálu poměrných průtoků v OK na kompresoru. Autor definoval poměrný průtok následovně:

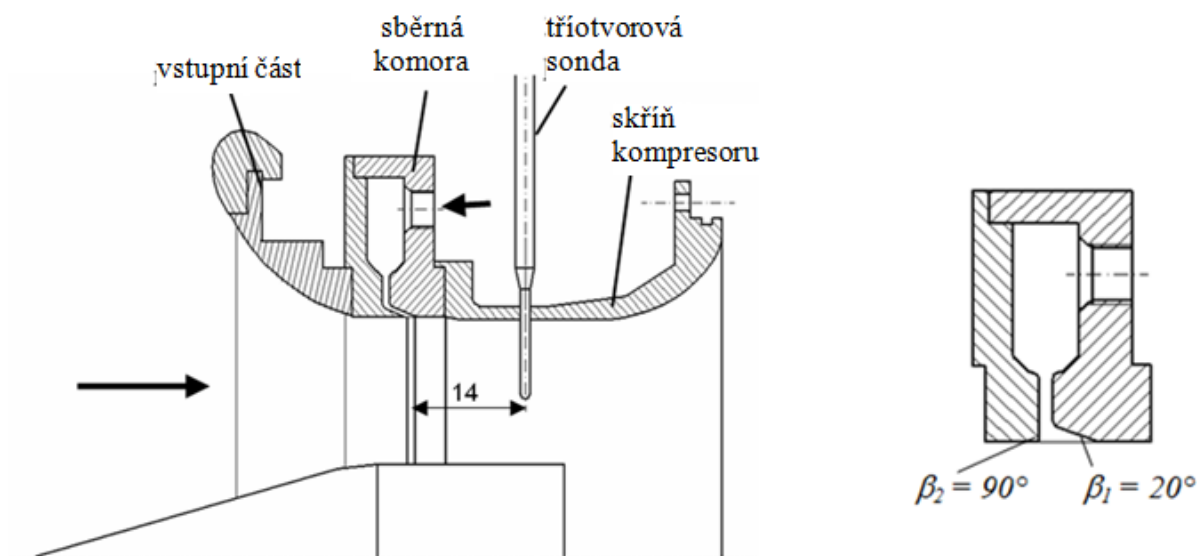
$$\overline{Q} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_k} \quad (4.1)$$

kde: \dot{m}_p [kg.s⁻¹]

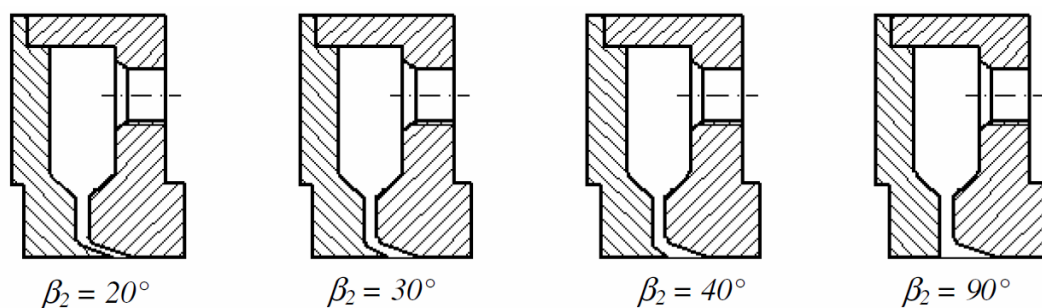
hmotnostní průtok přiváděného vzduchu v OK

\dot{m}_k [kg.s⁻¹]

hmotnostní průtok vzduchu nasávaného vstupem kompresoru



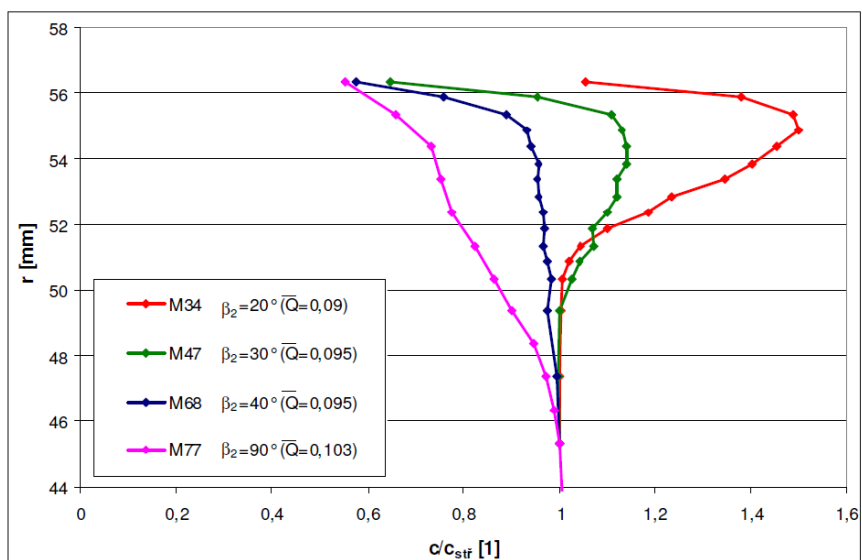
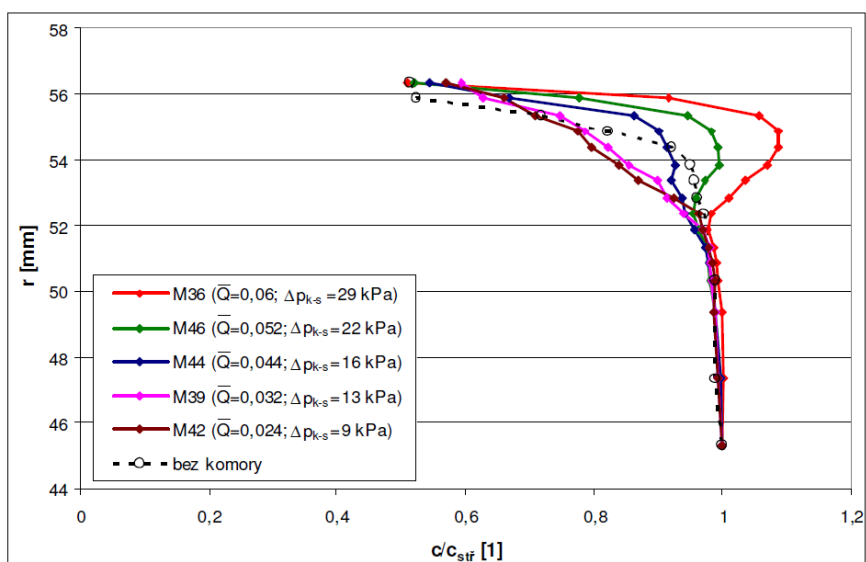
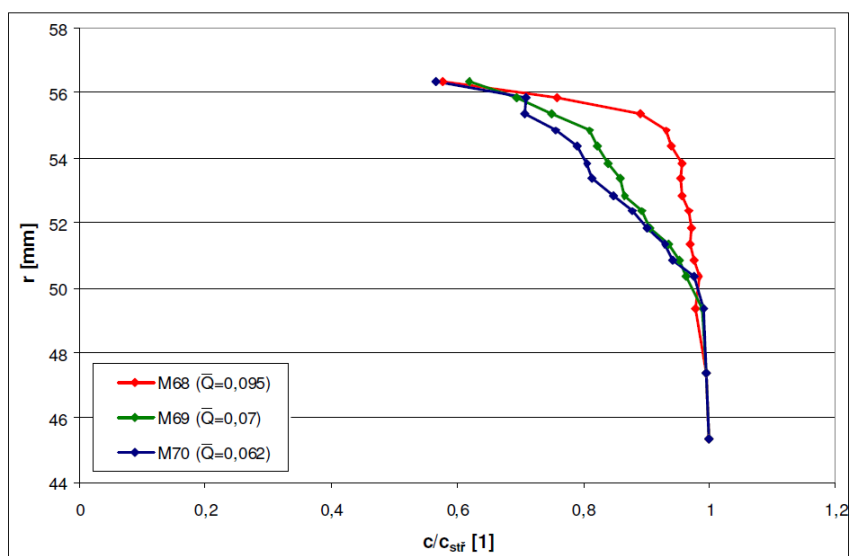
Obr. 4.25 Uspořádání zkušebního zařízení, [14]

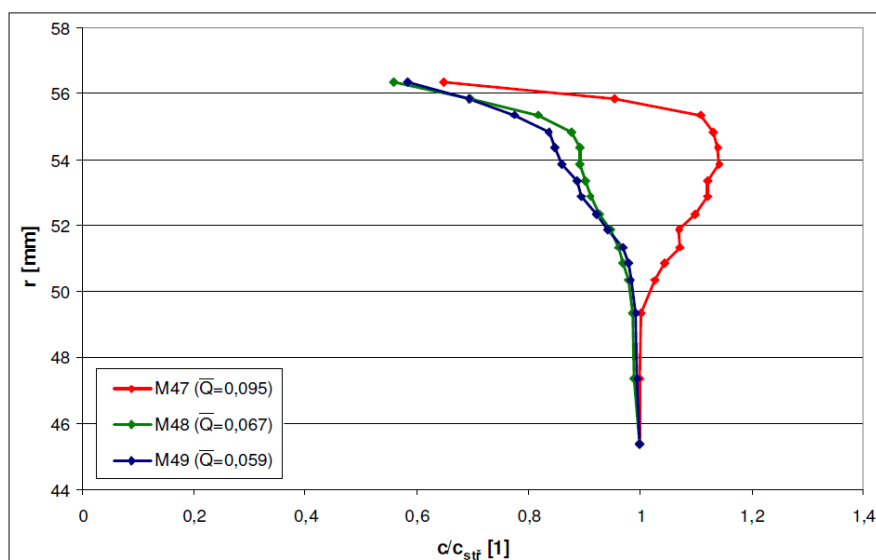
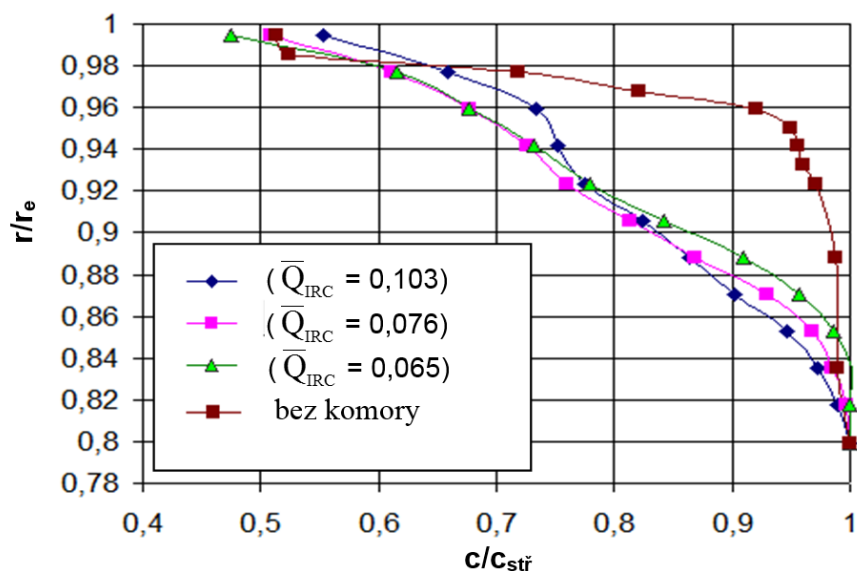


Obr. 4.26 Zkoušené varianty výstupní štěrbin, [14]

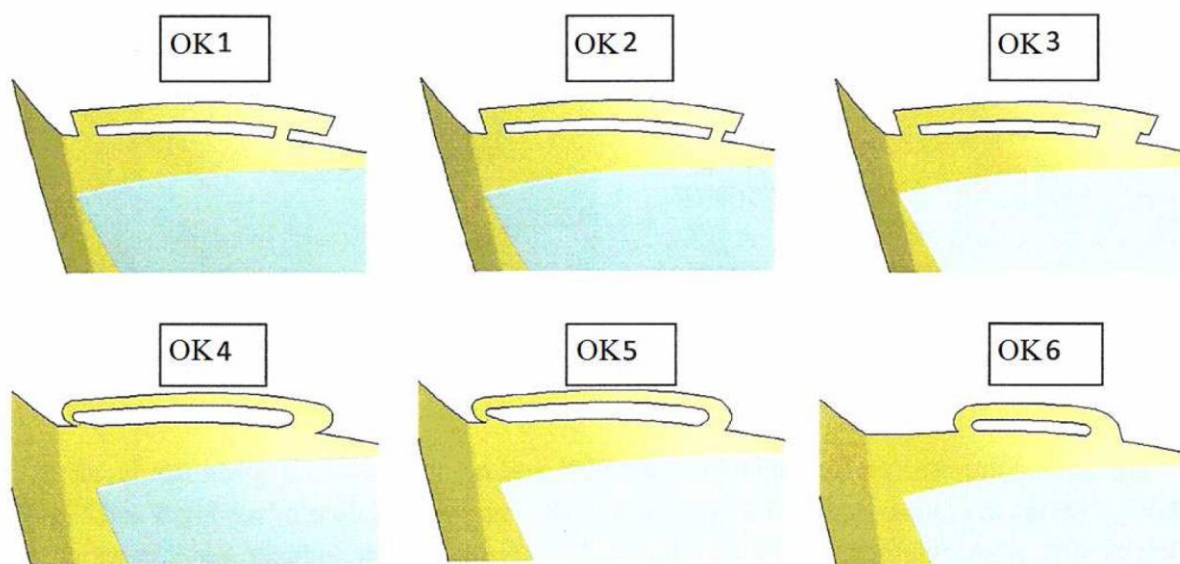
Vliv tvaru výstupní štěrbin (VÝŠ), kterou je modelován výstup z OK, je patrný z Obr. 4.27. Malý úhel β_2 znamená velkou deformaci rychlostního pole na vnějším průměru vstupu do kompresoru a naopak při $\beta_2 = 90^\circ$ proud ze štěrbin proniká do větší hloubky hlavního proudu, přičemž rychlost proudu u stěny se významně sníží. Na Obr. 4.28 až 4.30 je prezentován vliv změny hmotnostního průtoku vystupujícího z OK na tvorbu rychlostního pole v hlavním kanále před kolem kompresoru. Nejčastěji používaný výstup z OK, kolmý na hlavní proud ($\beta_2 = 90^\circ$), na Obr. 4.31 ukazuje, jak při poklesu průtoku v OK proniká vzduch do menší hloubky hlavního proudu a mění se i rozložení rychlosti na jednotlivých poloměrech.

Z uvedených průběhů osových rychlostí je zřejmé, že není vhodné volit výstupní úhel z OK menší než 40° , neboť osová složka rychlosti poblíž stěny významně narůstá, což ovlivní přestavení rychlostí před lopatkami kola na nízké úhly náběhu, které povedou k poklesu stlačení kompresoru.

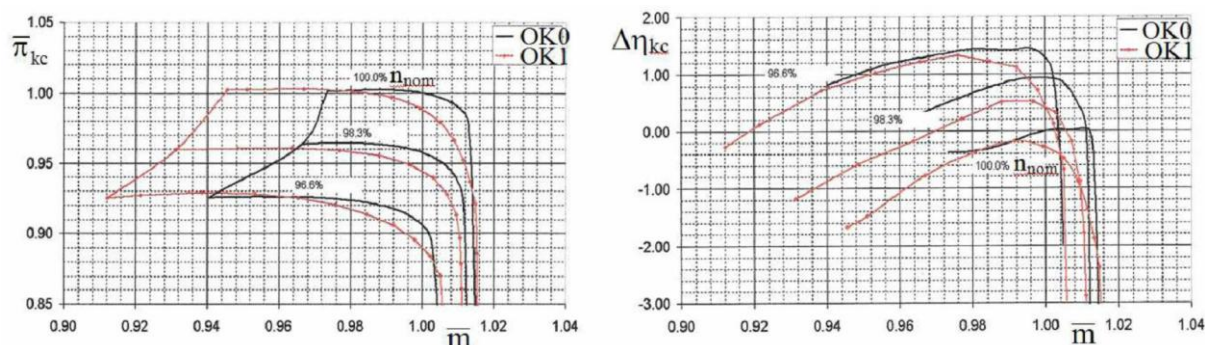

Obr. 4.27 Vliv úhlu β_2 na rychlostní pole pro vyšší poměrný hmotnostní průtok, [14]

Obr. 4.28 Vliv poměrného hmotnostního průtoku na rychlostní pole pro úhel $\beta_2 = 20^\circ$, [14]

Obr. 4.29 Vliv poměrného hmotnostního průtoku na rychlostní pole pro úhel $\beta_2 = 30^\circ$, [14]

Obr. 4.30 Vliv poměrného hmotnostního průtoku na rychlostní pole pro úhel $\beta_2 = 40^\circ$, [14]Obr. 4.31 Vliv poměrného hmotnostního průtoku na průběh rychlostí pro úhel $\beta_2 = 90^\circ$, [14]

Použitím OK na kompresorech vyráběných První brněnskou strojírnou Velká Bíteš, a.s. se zabýval Babák [15]. Volil různé tvary OK a sledoval, jak ovlivní průběh charakteristiky kompresoru (Obr. 4.32). Následně vybral OK se kterým kompresor dosahoval nejvyšší stlačení a účinnost a porovnal jej s měřenou charakteristikou kompresoru (Obr. 4.33). Z výsledků je zřejmé, že použití OK ve variantě OK1 přináší sice širší charakteristiku kompresoru, ale v předpokládané oblasti pracovních režimů, kudy prochází křivka rovnovážných chodů motoru, dochází k poklesu stlačení i účinnosti ve srovnání s provedením bez OK (OK0). Tyto výsledky výpočtů vedly k rozhodnutí navrhnout nové OK, které by se zkoušely na modelu a podle dosažených výsledků také na novém kompresoru.

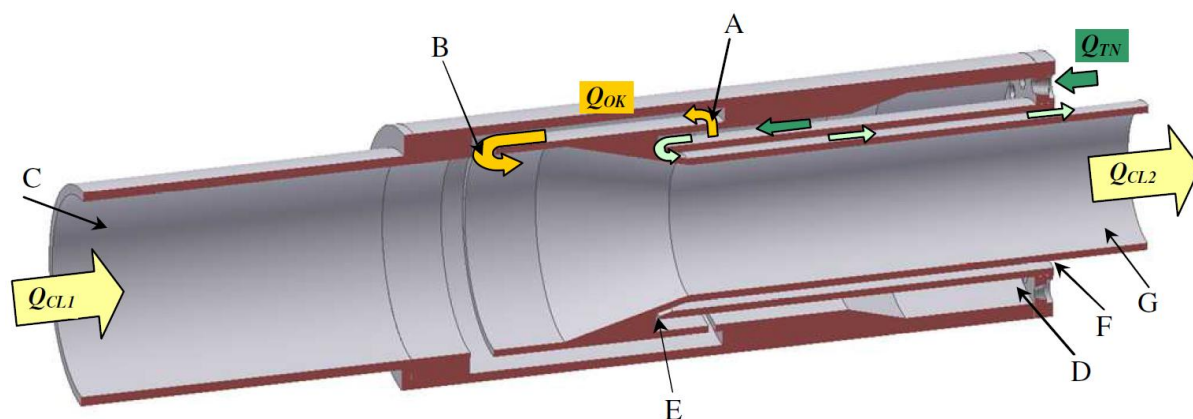


Obr. 4.32 Přehled analyzovaných tvarů OK, [15]



Obr. 4.33 Vliv OK na charakteristiku kompresoru, OK0 – kompresor bez OK, OK1 - kompresor vybavený OK, [15]

Měřením a výpočtovými simulacemi na modelovém zařízení OK se zabýval Poledno [16]. Autor se ve své práci zaměřuje na proudění v oblasti VŠ OK (štěrbina v oblasti nad záběrníkem kompresoru). Řeší hmotnostní průtok OK (Q_{OK}) při nastaveném tlakovém spádu mezi VŠ a VÝŠ (Δp_{OK}). Současně stanovuje tlakové ztráty, definované poklesem celkového tlaku v OK (σ_{OK}), v závislosti na Machově čísle určeném před VŠ (M_1). Schéma modelového zařízení, na kterém byly prováděny experimenty, je uvedeno na Obr. 4.34. Samotný OK je reprezentován úsekem A – B. Vzduch je do modelového zařízení přiváděn v místě označeném jako D, přičemž vstupní část je řešena tak, aby přiváděný vzduch získal patřičnou obvodovou složku, čímž je simulováno proudění ve skutečném kompresoru. Kanál označený jako C – G reprezentuje hlavní proud vzduchu protékající oběžným kolem kompresoru a ústí do něj výstup z OK (B). Kanál na obrázku označený jako E – F slouží jako vratný pro vzduch, který nevstupuje do OK. V místě E je štěrbina, jejíž šířku lze měnit a tím regulovat průtok vzduchu v OK.



Obr. 4.34 Modelové zařízení pro výzkum v oblasti vstupní štěrby OK, [16]

Jednotlivé zkoumané geometrie OK jsou zobrazeny v přehledu na Obr. 4.35. V rámci autorova výzkumu byly ověřovány tři sklony VŠ a to s úhly 90° , 60° a 45° od osy rotace oběžného kola kompresoru. Modelové zařízení bylo dále navrženo tak, že díky systému vložených kroužků bylo možné měnit hloubku slepého konce OK. Šířky VŠ OK byly 2 a 2.5 mm, přičemž vstupní hrana byla buď ostrá, nebo sražená $0,5 \times 45^\circ$.

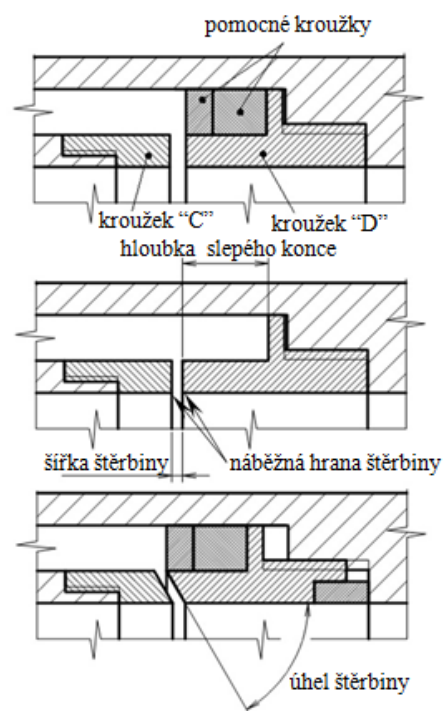
Celkem bylo měřeno 7 variant provedení VŠ :

- úhel 90° , šířka 2 mm, ostrá vstupní hrana (90-2OH)
- úhel 90° , šířka 2 mm, sražená vstupní hrana (90-2SH)
- úhel 90° , šířka 2.5 mm, sražená vstupní hrana (90-2.5SH)
- úhel 60° , šířka 2 mm (60-2)
- úhel 60° , šířka 2.5 mm (60-2.5)
- úhel 45° , šířka 2 mm (45-2)
- úhel 45° , šířka 2.5 mm (45-2.5)

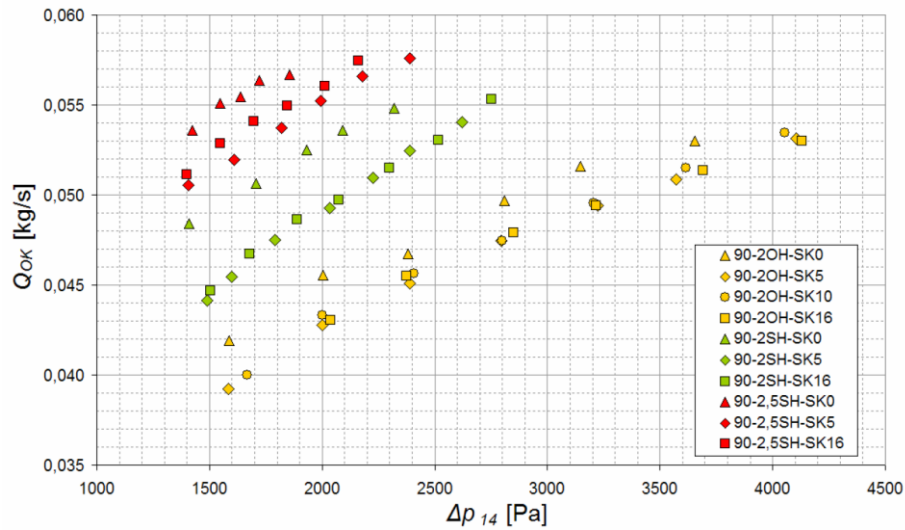
Kromě výše uvedených variant VŠ byl zkoumán vliv hloubky slepého konce (SK) OK, a to ve variantách 0, 5, 10 a 16 mm (Obr. 4.35).

Výsledky měření pro VŠ kolmou na směr hlavního proudu (90°) uvedené na Obr. 4.36 a Obr. 4.37 ukazují příznivý vliv rozšíření štěrby na 2,5 mm a sražení vstupní hrany, a to nejen na růst hmotnostního průtoku, ale i na pokles ztrát v OK. Současně je zřejmé, že nejlepší výsledky byly dosaženy pro nulovou hloubku slepého konce (SK0).

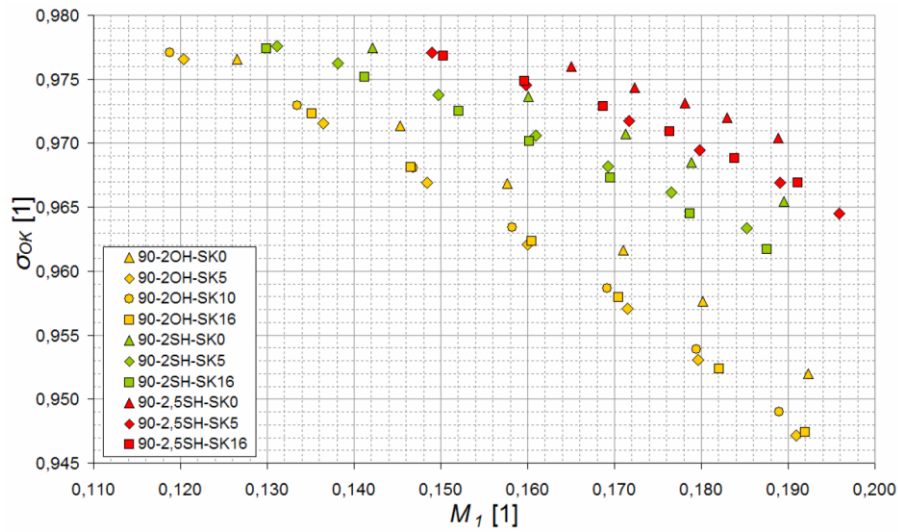
Výsledky měření pro šikmé VŠ (60° a 45°) byly vcelku podobné [16], a proto jsou uvedeny jen diagramy pro úhel sklonu štěrby k ose hlavního proudu 45° (Obr. 4.38 a 4.39). Z obou diagramů je zřejmé, že stejně jako u kolmé VŠ (90°) je největší hmotnostní průtok v OK a nejmenší ztráty pro širší štěrbinu 2.5 mm. Vliv hloubky slepého konce (SK) se prakticky ve výsledcích pro šikmé VŠ neprojeví.



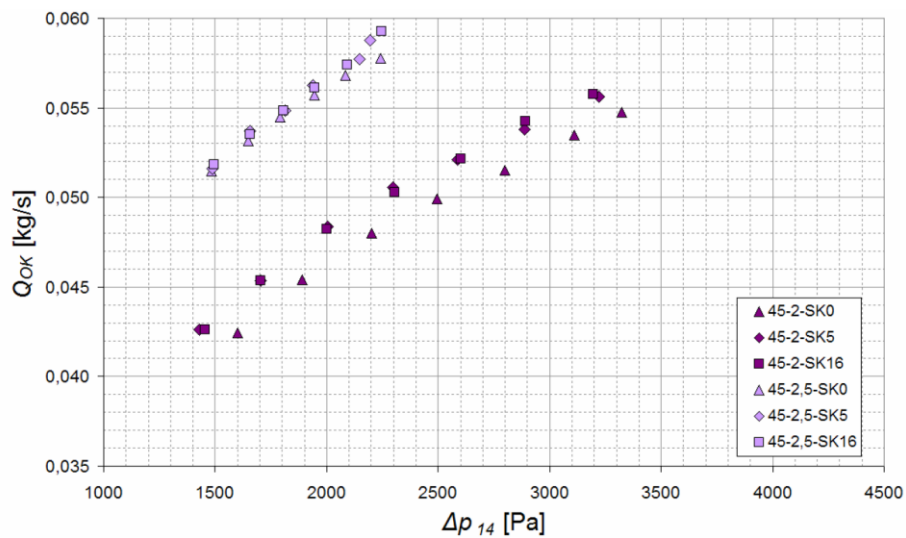
Obr. 4.35 Geometrie VŠ, [16]



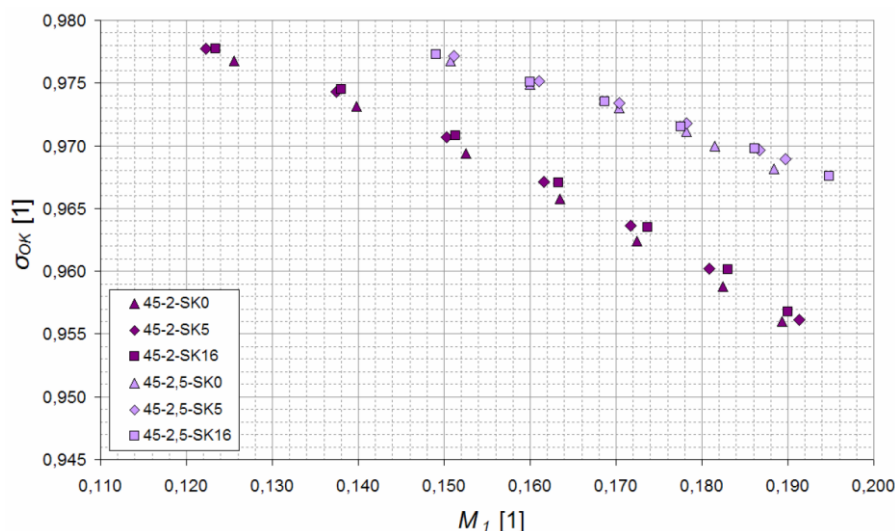
Obr. 4.36 Hmotnostní průtok v OK v závislosti na tlakovém spádu pro kolmý výstup, [16]



Obr. 4.37 Závislost ztrát v OK na Machově čísle před VŠ – kolmý výstup, [16]

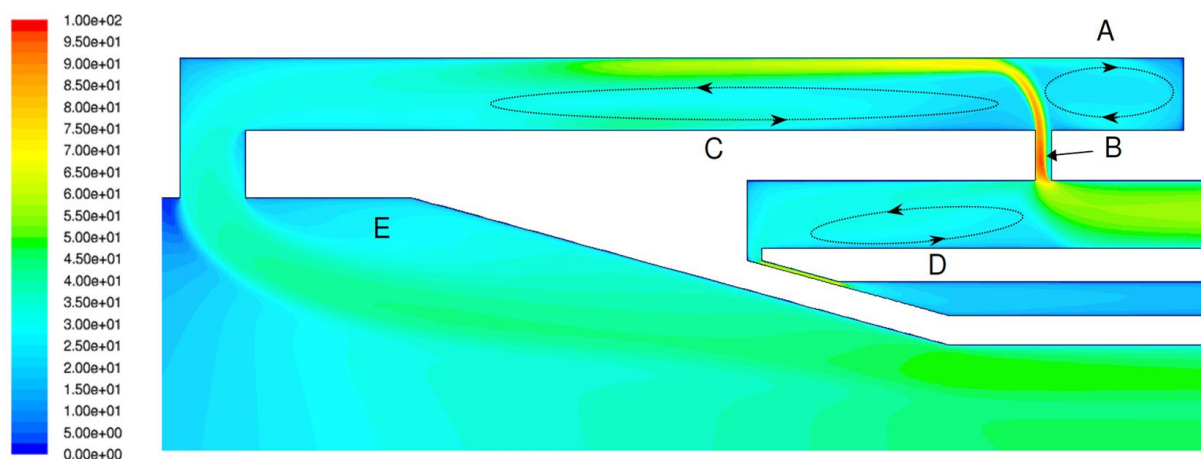


Obr. 4.38 Hmotnostní průtok v OK v závislosti na tlakovém spádu pro šikmý výstup, [16]



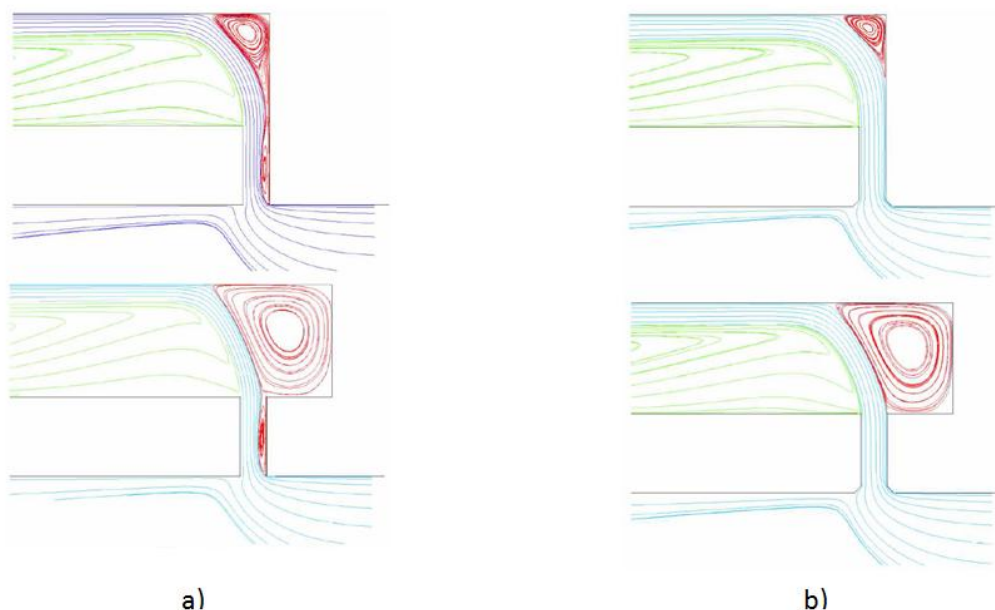
Obr. 4.39 Závislost ztrát v OK na Machově čísle před VŠ – šikmý výstup, [16]

Současně se autor věnuje výpočtovým simulacím navrženého modelu OK prováděných na dvourozměrném výpočetním modelu pomocí software ANSYS Fluent. Rozborem simulací bylo zjištěno, že největší pozornost je při návrhu nutné věnovat oblastem, jenž jsou znázorněny na Obr. 4.40 a ve kterých dochází ke tvorbě vírů. V okolí VŠ by se měla věnovat pozornost jednak slepému konci OK (oblast A) a také odtrhávání proudu v samotné VŠ (oblast B). Z proudění v OK je patrné, že většina protékajícího vzduchu přilne k horní straně kanálu, zatímco zbývající převážná část průřezu OK je zasažena rozsáhlým vírem C. Vír v oblasti D vzniká pouze na tomto konkrétním provedení modelu OK a při aplikaci na reálném kompresoru k němu nebude docházet, neboť charakter proudění zde bude zcela odlišný. Vírová oblast E je způsobena vlivem odtrhávání proudu na hraně VÝŠ a závisí na jejím konkrétním provedení. Nevhodné provedení šterbiny tedy může negativně ovlivnit proudění před lopatkami skutečného kompresoru.



Obr. 4.40 Rozložení rychlostí v modelu OK, [16]

Vliv tvaru hrany VŠ na ztráty v OK je patrný z Obr. 4.41. Ostrá vstupní hrana způsobuje utrhnutí proudu a následné ztráty. Podobně i hloubka slepého konce ukazuje, že vstupní kanál bez slepého konce má menší víry na konci VŠ, než provedení se slepým koncem.



Obr. 4.41 Vliv tvaru hrany VŠ na ztráty a vznik vírů v OK pro: a) VŠ s ostrými hranami, b) VŠ se sraženými hranami, [16]

Z publikovaných grafických závislostí [16] je zřejmé, že jako nejvýhodnější se jeví varianta 90-2SH-SK0, ze které vyplývají doporučení autora pro provedení OK:

- VŠ by měla mít úhel 90° vůči ose rotace kompresorového kola. Štěrbiny pod úhlem 60° a 45° neměly významný přínos na průtok v OK, ani na pokles ztrát.
- Šířka VŠ by měla být minimálně 2 mm, případně větší.
- Sražení hran na přechodu z hlavního kanálu kompresoru do VŠ OK (označení SH) má u jednotlivých zkoumaných variant pozitivní vliv na dosahovaný průtok v OK a na snížení ztrát, neboť se zamezí odtrhávání proudu v této oblasti. Sražení hran by mělo být minimálně $0.5 \times 45^\circ$.
- Slepý konec OK nemá pro zlepšení proudění v této oblasti žádný přínos. Spíše naopak tvorba vírových struktur ve slepém konci a jejich intenzita nepříznivě ovlivňuje proudění, jak je patrné z Obr. 4.40. Obecně lze konstatovat, že používání slepého konce nemá hlubší praktický význam.

Z rozboru výsledků publikovaných v článcích a výzkumných pracech vyplynuly určité, obecně platné zásady, podle kterých lze navrhnout OK ve vstupu do odstředivého kompresoru. Současně však z těchto prací vyplynulo, že rozhodující význam pro tvorbu rychlostního pole před kolem kompresoru, které rozhoduje o vlivu OK na průběh charakteristiky, bude mít tlakový spád, který se vytváří mezi VŠ nad záběrníkem a VÝŠ ve vstupu. Tvorba tohoto tlakového spádu, při různých režimech chodu kompresoru, je závislá na návrhu kola kompresoru. Je tedy zřejmé, že použití OK v kompresoru je vždy spjato s konkrétním kompresorem.

5 Cíle dizertační práce

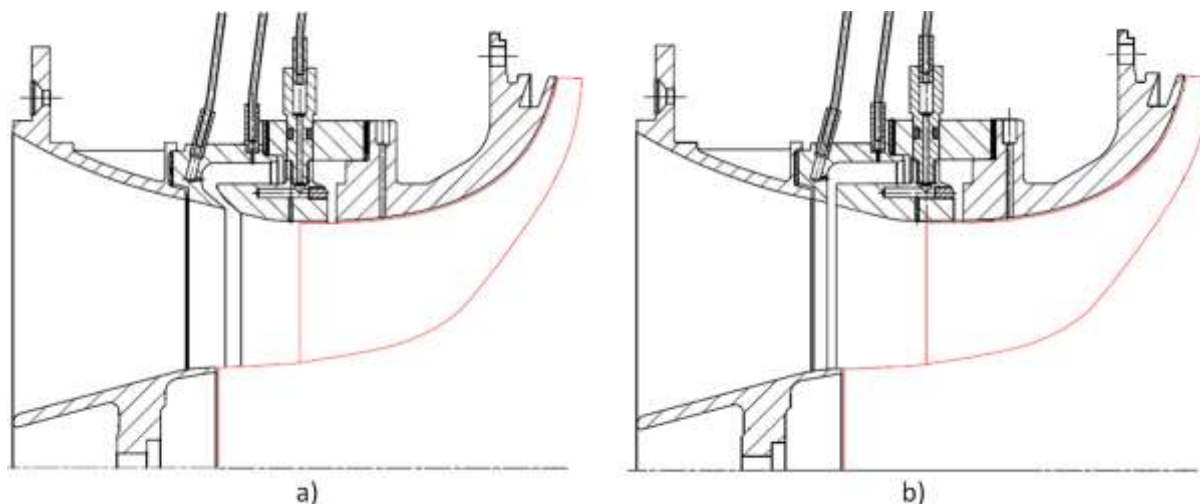
V současnosti jsou OK používány v celé řadě odstředivých kompresorů a to především u turbodmychadel pro přepínání pístových motorů. Často je použití OK doprovázeno nejen rozšířením stabilní práce kompresoru, ale i poklesem stlačení a účinnosti a to především na vysokých otáčkách, což u leteckých kompresorů nesplňuje požadavky na vysoké parametry motorů. Proto bylo rozhodnuto, zhodnocením dosavadních poznatků, hledat takové varianty OK, které by byly přijatelné i pro letecké kompresory s vysokým stlačením. Tyto varianty provedení OK nejdříve prověřit na modelovém zařízení a s využitím CFD numerických simulací a vybrané provedení OK následně vyzkoušet na reálném kompresoru experimentálního turbínového motoru.

Cíle dizertační práce:

- Prostřednictvím studia dostupné literatury provést analýzu současných poznatků týkajících se použití OK v odstředivých kompresorech.
- Z výsledků měření a CFD simulací na zjednodušeném modelu vyhodnotit vhodné varianty OK, které budou jednak simulovány s využitím reálné geometrie oběžného kola kompresoru a jednak instalovány a odzkoušeny na kompresoru experimentálního turbínového motoru.
- Provést numerické simulace proudění v OK a v kole kompresoru se zaměřením na parametry proudu v OK, průběhy rychlostí v hlavním proudu za VÝŠ před kolem kompresoru a hodnocení vlivu OK na stlačení a účinnost.
- Analyzovat výsledky měření vybraných variant OK ve zkoušeném kompresoru, hodnocení vlivu jednotlivých variant na celkové charakteristiky kompresoru (stlačení, účinnost) a ve vybraných režimech určit směr proudu pomocí měření tříotvorovou sondou.
- Porovnat výsledky měření a výpočtů OK v kompresoru a definovat doporučení pro praktický návrh OK.

6 Měření a výpočty na modelu obtokového kanálu

Na základě rozboru výpočtů a měření v OK, prezentovaných v literatuře a hodnocených ve 4. kapitole této práce, bylo v První brněnské strojárně Velká Bíteš, a.s. (PBS) rozhodnuto navrhnout OK ve variantách s šikmým výstupem (Obr. 6.1a) a s kolmým výstupem (Obr. 6.1b)).



Obr. 6.1 OK s: a) šikmým výstupem, b) kolmým výstupem. Pro představu o poloze štěrbin vůči náběžné hraně je schematicky zakreslena lopatka oběžného kola, [17]

6.1 Návrh modelu obtokového kanálu

Za účelem určení parametrů proudu v OK byl, na základě požadavků a podle zadání PBS, vyroben ve Výzkumném a zkušebním ústavu a.s. (VZLÚ) model OK. Návrh modelu byl vytvořen tak, aby na něm bylo možné provést měření, která nelze realizovat při zkouškách na experimentálním motoru.

Při návrhu OK byla hlavní pozornost zaměřena na:

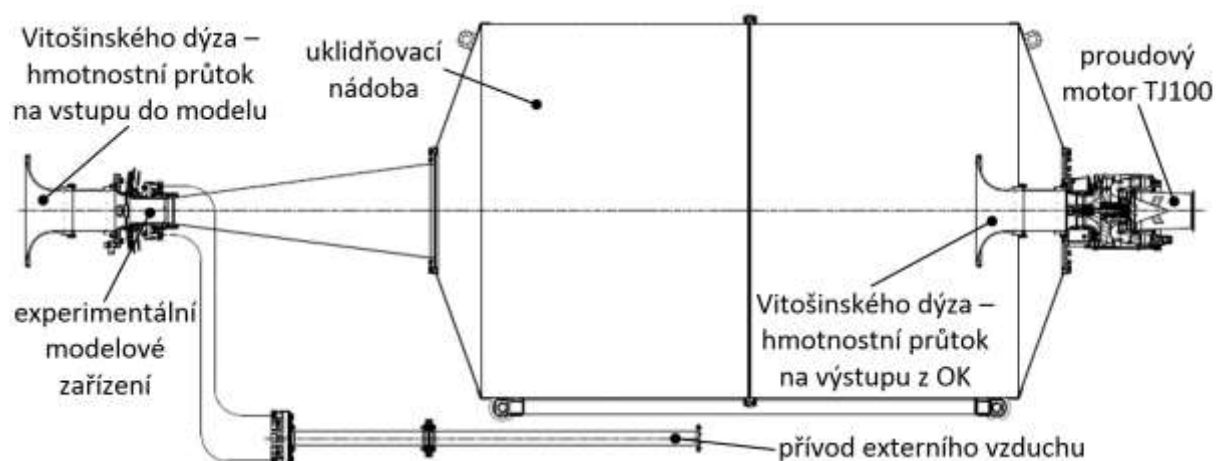
- **Tvar vstupní části OK**, který byl zkoumán v [16]. Výsledky výpočtů a měření ukázaly, že kolmý vstup vzduchu do OK přináší ve srovnání s šikmými vstupy 45° a 60° poněkud lepší výsledky. Na základě toho bylo rozhodnuto realizovat kolmý vstup s šířkami 1, 2 a 3 mm, aby bylo možné posoudit její vliv na průtok a ztráty v OK.
- **Tvar hrany VŠ** byl také zkoumán v [16]. Ukázalo se, že má určitý vliv jak na hmotnostní průtok, tak i na ztráty v OK. Bylo tedy rozhodnuto provést výpočet i měření na modelu jak s ostrou, tak i se sraženou vstupní hranou.
- **Tvar horizontální části OK**, který byl realizován s ohledem na možnost zástavby OK do skříně kompresoru, technologické a výrobní možnosti a s uvážením, že průtok v OK bude do 10% hmotnostního průtoku nasávaného kompresorem [15].
- **VÝŠ z OK**, která byla v literatuře uváděna v různém provedení, buď kolmá nebo šikmá k ose hlavního proudu (viz kapitola 4). Proud vzduchu vystupující z OK, který se mísí s hlavním proudem, významně ovlivní rozložení rychlostního pole před kolem kompresoru a tím i jeho práci. Bylo proto rozhodnuto realizovat VÝŠ šikmou ke směru hlavního proudu pod úhlem 40° a kolmou na hlavní proud, přičemž šířka VÝŠ se původně uvažovala 1, 2 a 3 mm. Pro všechna

provedená měření a výpočty byla nakonec použita VÝŠ s konstantní šířkou 3 mm pro kolmý výstup a s šířkou v hrdle 2.06 mm pro šikmý výstup.

- **Vzdálenost VŠ od náběžné hrany kola**, která významně ovlivňuje tlakový spád a tím i průtok v OK (Obr. 3.2). Vzdaľenost byla zvolena na základě měření prováděných v PBS na kole kompresoru podobných rozměrů v letech 2010 a 2011.
- **Vzdálenost VÝŠ od náběžné hrany kola**, která se také podílí na tlakovém spádu v OK, a tím ovlivňuje průtok v tomto kanálu (Obr. 3.2). Podobně jako u vstupní hrany byla vzdálenost zvolena na základě měření prováděných v PBS na kole kompresoru podobných rozměrů v letech 2010 a 2011.
- **Rozvíření vzduchu před vstupem do OK**, které je zajištěno lopatkovou mříží umístěnou v kanále přivádějícím externí vzduch (Obr. 6.4). Byl proveden odhad rozvíření na 60°.

6.2 Měření na modelu obtokového kanálu

Měřicí zařízení, ve kterém byl umístěn model OK, bylo navrženo tak, aby bylo možné model po provedených zkouškách přímo, bez dalších úprav, vložit do kompresoru (Obr. 6.1) a následně provést zkoušky kompresoru na experimentálním motoru TX001. Schéma měřicího zařízení je uvedeno na Obr. 6.2. Pohled na měřicí zařízení na zkušebně VZLÚ je uveden na Obr. 6.3.



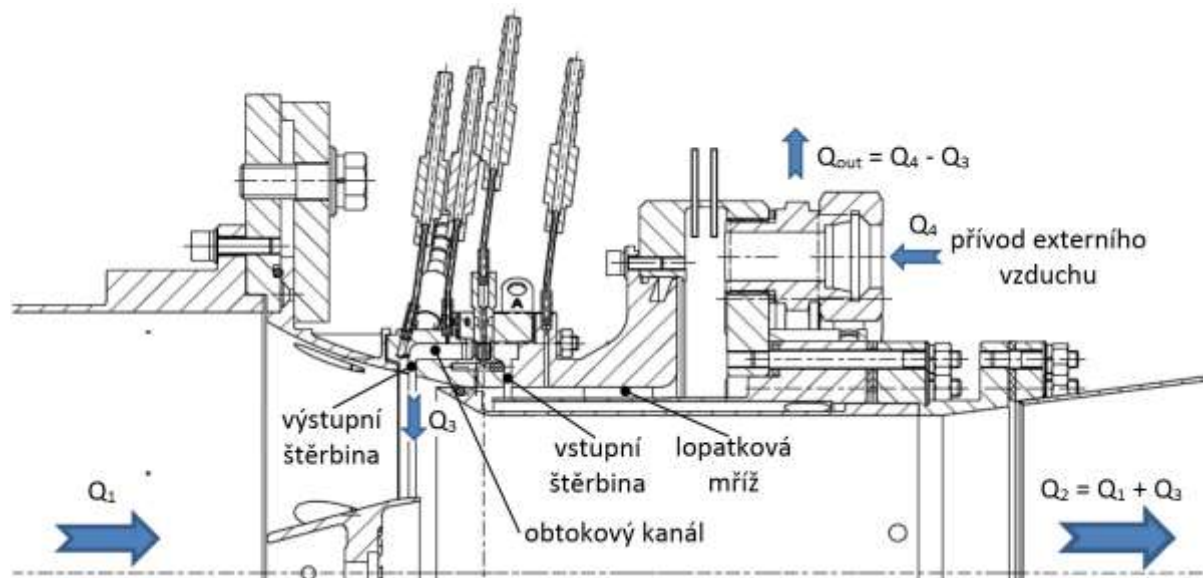
Obr. 6.2 Celkové uspořádání měřicího zařízení pro zkoušky modelu OK, [17]



Obr. 6.3 Měřicí zařízení instalované na zkušebně VZLÚ, [17]

Hlavní část měřicího zařízení je experimentální modelové zařízení (Obr. 6.2), ve kterém byl uložen OK. Schéma navrženého modelu OK je uvedeno na Obr. 6.4, kde jsou také vyznačeny průtoky vzduchu jeho jednotlivými částmi.

Přívod hlavního proudu do modelu (Q_1) byl realizován prostřednictvím motoru TJ100, který byl přes uklidňující nádobu připojen k výstupní části experimentálního modelového zařízení. Přívod externího vzduchu do modelu OK (Q_4) byl proveden připojením samostatného kompresoru (Obr. 6.2).



Obr. 6.4 Detailní pohled na model OK s vyznačením jednotlivých průtoků, [17]

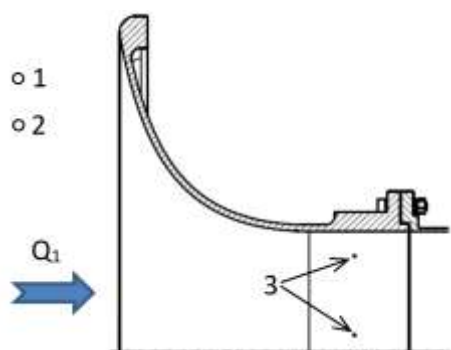
Režim práce kompresoru byl modelován přestavováním chodu motoru TJ100, což dávalo možnost měnit hmotnostní průtok vzduchu v hlavním proudu procházejícím modelem OK (Q_1). V potrubí, kterým se přivádí externí vzduch, je umístěna škrticí klapka, jejímž přestavováním se mění tlak a hmotnostní průtok (Q_4). Konstrukční řešení modelu je provedeno tak, že přestavováním škrtícího prstence na výstupu externího vzduchu z modelu lze měnit odpouštění tohoto vzduchu (Q_{out}), což umožňuje měnit průtok (Q_3) v OK (Obr. 6.4).

Aby bylo možné určit parametry proudu v modelu OK, bylo třeba instalovat v měřicí soustavě odběry statických tlaků a měření teplot. Přehled míst měření uvádí Tabulka 6.1. Pořadové číslo uvedené v tabulce odpovídá následným obrázkům a popisu jednotlivých měřících míst.

Tabulka 6.1 Měřící místa na zařízení pro zkoušky OK

Poř. číslo	Měřená veličina	Označení	Počet snímačů	Umístění
1	Atmosférický tlak	$p_{bar} = p_{c1}$	1	Měřící box
2	Atmosférická teplota	$T_{bar} = T_{c1}$	1	Měřící box
3	Statický tlak v hrdle dýzy	p_{d1}	8x integrálně	Vitošinského dýza na vstupu
4	Statický tlak ve vstupu	p_4	4x integrálně	Štěrbině před výstupem z OK
5	Statický tlak v OK	p_5	4x integrálně	V ohybu OK před VŠ
6	Statický tlak v OK	p_6	4x integrálně	V horizontální části OK na vnější straně
7	Statický tlak za VŠ	p_7	4x integrálně	Za VŠ OK
8	Statický tlak před OK	p_8	4x integrálně	Před VŠ OK

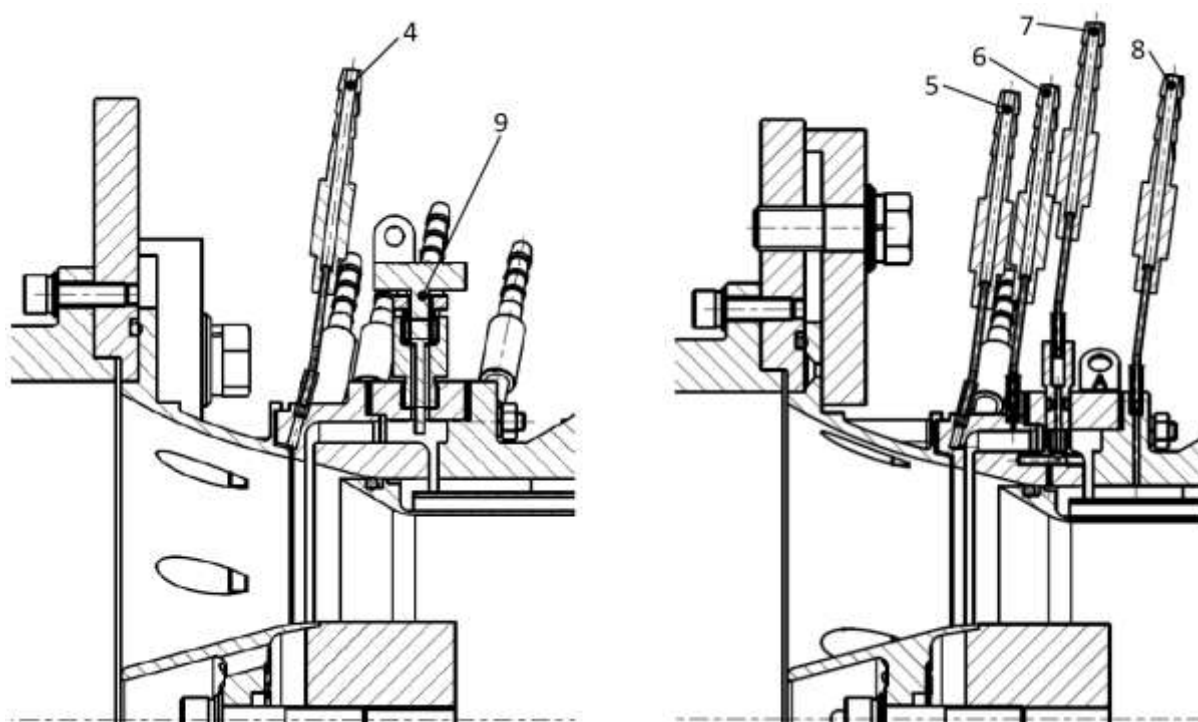
9	Teplota v OK	T_9	4x	V horizontální části OK
10	Celková teplota za modelem	T_{c2}	1	Uklidňovací nádoba
11	Celkový tlak za modelem	p_{c2}	1	Uklidňovací nádoba
12	Statický tlak v hrdle dýzy	p_{d2}	8x integrálně	Vitošínského dýza na motoru
13	Celkový tlak přifukovaného vzduchu před clonou	p_{c3}	1	Clonková trať v přívodu externího vzduchu
14	Celková teplota přifukovaného vzduchu před clonou	T_{c3}	1	Clonková trať v přívodu externího vzduchu
15	Diference tlaku na cloně	Δp	1	Clonková trať v přívodu externího vzduchu
16	Tlak přifukovaného vzduchu	p_4	1	Sběrač na vstupu do modelu
17	Teplota přifukovaného vzduchu	T_4	1	Sběrač na vstupu do modelu
18	Tlak na sondě levý	p_L	1	Tlak v levém kanálu tříotvorové sondy
19	Tlak na sondě střední	p_M	1	Tlak ve středním kanálu tříotvorové sondy
20	Tlak na sondě pravý	p_P	1	Tlak v pravém kanálu tříotvorové sondy



Obr. 6.5 Schéma Vitošínského dýzy na vstupu do modelu s naznačenými odběry tlaků a teploty, [17]

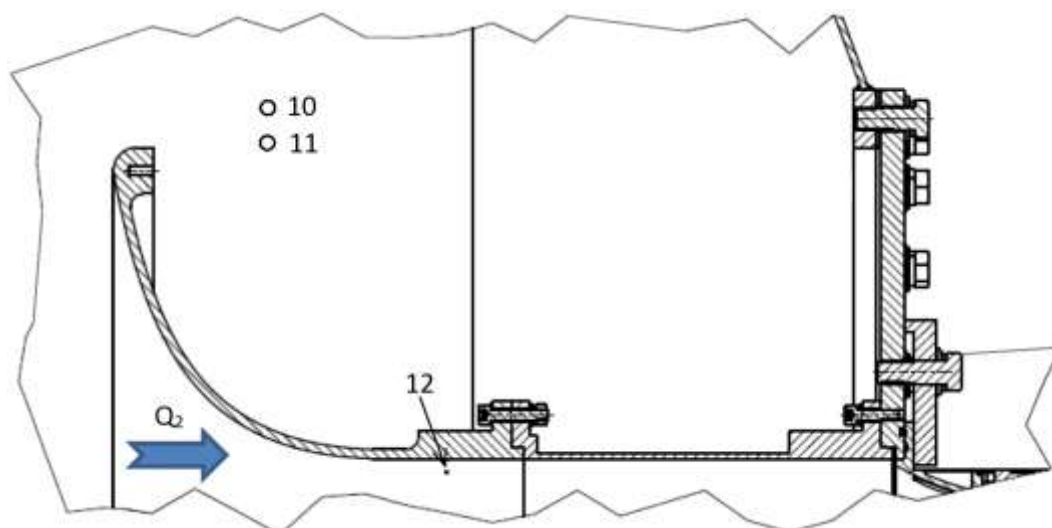
Měření průtoku vzduchu vstupujícího do modelu Q_1 bylo provedeno Vitošínského dýzou umístěnou před vstupem do modelu (Obr. 6.5). Před dýzou byly měřeny celkové hodnoty tlaku (1) a teploty (2) vzduchu na zkušebně. V hrdle dýzy se osmi otvory odebírá statický tlak, jenž je průměrován jako integrální hodnota (3).

Měření parametrů na modelu OK je naznačeno na Obr. 6.6. Statický tlak v hlavním vstupním kanálu před výstupem z OK je měřený v místě (4). Statické tlaky měřené uvnitř OK jsou odebírané v místech (5) a (6). Statické tlaky v přívodním kanálu jsou měřené v místě za VŠ (7) a před VŠ (8). Teplota uvnitř OK je měřená v místě (9).

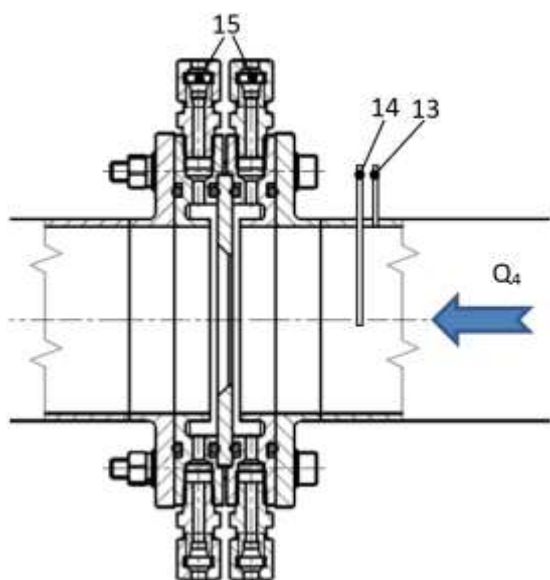


Obr. 6.6 Schéma OK s vyznačenými místy odběrů tlaků a teploty, [17]

Měření hmotnostního průtoku vzduchu vystupujícího z OK je rovněž prováděno Vitošínského dýzou, která je umístěna na vstupu do motoru TJ100 na konci vyrovnávací nádoby (Obr. 6.2). Tlak a teplota vzduchu jsou měřené uvnitř vyrovnávací nádoby v místech (10) a (11). Statický tlak v hrdle dýzy je měřen integrálně v místě (12) osmi otvory (Obr. 6.7).



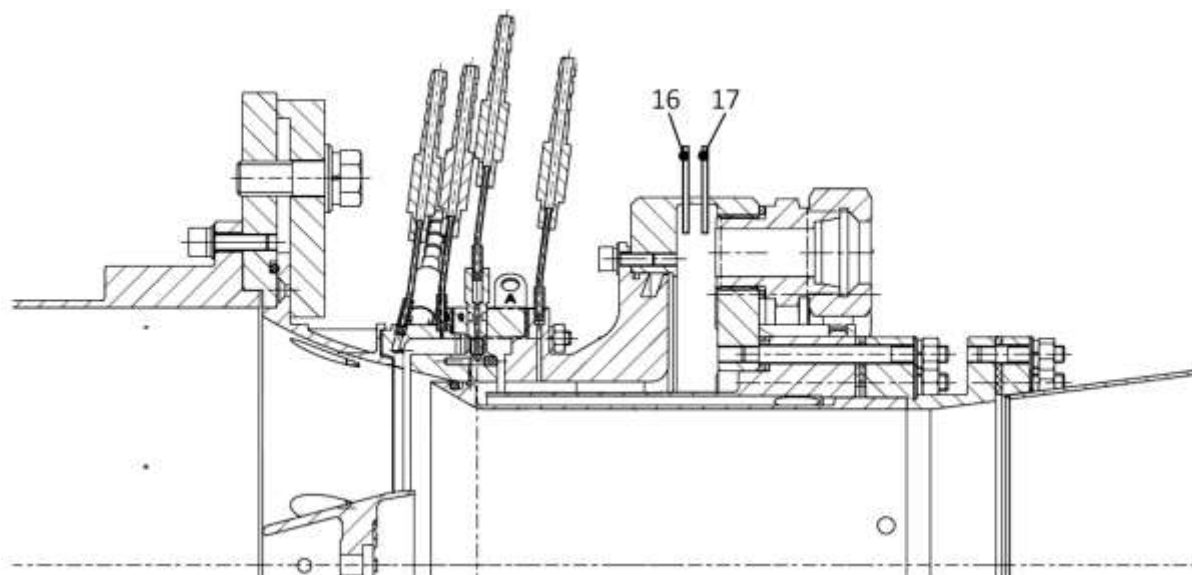
Obr. 6.7 Schéma Vitošínského dýzy umístěné na vstupu motoru TJ100 s naznačenými odběry tlaků a teploty, [17]



Měření hmotnostního průtoku externě přiváděného vzduchu Q_4 je prováděno clonou v přívodním potrubí (Obr. 6.8) vyrobenou dle normy ČSN EN ISO 5167-2 s koutovými odběry. Tlak (13) a teplota (14) jsou měřeny před clonou, tlakový spád na cloně je měřen v místě (15).

Parametry proudu externího vzduchu vstupujícího do modelu, celkový tlak (16) a celková teplota (17) jsou měřeny ve sběrači na vstupu do modelu (Obr. 6.9).

Obr. 6.8 Clona umístěná v přívodním potrubí externího vzduchu (sondy jsou naznačeny pouze schematicky), [17]

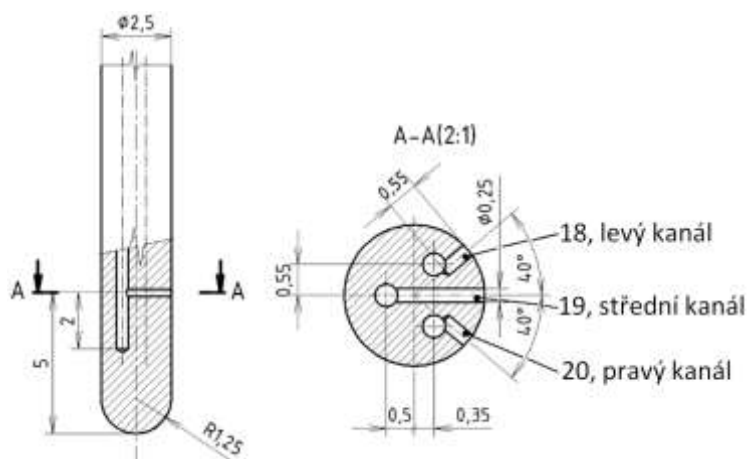


Obr. 6.9 Schéma odběrů celkového tlaku a teploty ve sběrači přívodu externího vzduchu (sondy jsou naznačeny pouze schematicky), [17]

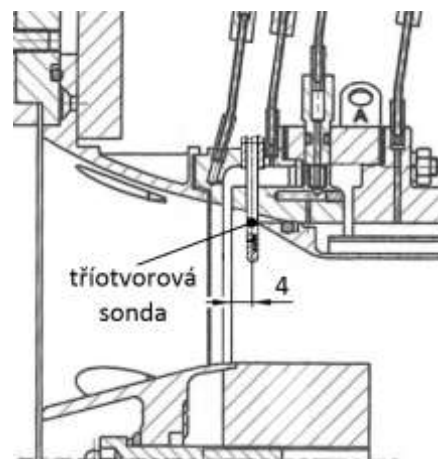
Rozložení parametrů proudu v OK a za výstupem z OK bylo realizováno použitím cejchované tříťvorové sondy (Obr. 6.10). Měření tlaků v levém kanálu (18), ve středním kanálu (19) a pravém kanálu (20) byly pomocí cejchovných diagramů [14] stanoveny:

- Úhel nabíhajícího proudu α
- Rychlostní součinitel λ
- Celkový tlak p_c
- Statický tlak p_s

Tříťvorová sonda byla, za účelem přibližného zjištění směru proudícího vzduchu, nejdříve vložena do OK. Za účelem zjištění parametrů proudu vstupujících z OK do hlavního proudu byla sonda zasunuta do prostoru za výstupní šterbinu OK s kolmým výstupem (Obr. 6.11). Konstrukční návrh varianty OK s šikmým výstupem neumožnil použití tříťvorové sondy pro měření parametrů proudu za výstupem.



Obr. 6.10 Tříotvorová sonda pro určení směru proudu, [17]



Obr. 6.11 Umístění tříotvorové sondy v modelu OK, [17]

Způsob vyhodnocení jednotlivých parametrů proudu v OK, výpočet hmotnostních průtoků Q_1 , Q_2 a Q_4 a určení ztrát je podrobně popsán ve zprávě [17].

6.3 Hodnocení obtokového kanálu

Při vyhodnocení měření na modelu OK i prováděných numerických simulací byla hlavní pozornost zaměřena na:

- **Průtok vzduchu v OK** ($Q_{IRC} = Q_3$), který je v diagramech vynášen jako poměrný průtok Q_{IRC}/Q_1 nebo také \bar{Q}_{IRC} jako funkce tlakového spádu dp v OK. Na kompresoru hodnota dp odpovídá rozdílu statického tlaku měřeného na skříni kompresoru nad záběrníkem v blízkosti vstupu do OK a statického tlaku měřeného ve vstupním kanálu kompresoru těsně před výstupem z OK. Na modelu je tlakový spád v OK určován jako rozdíl statického tlaku měřeného v místě 8 (Obr. 6.6), tj. před VŠ, a statického tlaku měřeného v místě 4 (Obr. 6.6), tj. v hlavním vstupním kanálu před výstupem proudu z OK. Obecně je možné tlakový spád vyjádřit následovně:

$$dp = p_{in} - p_{out}, [Pa] \quad (6.1)$$

kde: $p_{in} = p_8 [Pa]$ statický tlak před vstupem do OK
 $p_{out} = p_4 [Pa]$ statický tlak před výstupem z OK

- **Ztráty při průtoku vzduchu OK** jsou vyjádřené poklesem celkového tlaku prostřednictvím součinitele zachování celkového tlaku σ_{IRC} , který je obecně definován jako poměr celkového tlaku na výstupu z OK k celkovému tlaku na vstupu do OK:

$$\sigma_{IRC} = \frac{p_{c,out}}{p_{c,in}}, [-] \quad (6.2)$$

kde: $p_{c,out} = p_{c,4} [Pa]$ střední celkový tlak na výstupu z OK
 $p_{c,in} = p_{c,8} [Pa]$ střední celkový tlak před vstupem do OK

Jelikož celkové tlaky nejsou přímo měřeny, jsou pro jejich výpočet použity měřené hodnoty statických tlaků před a za OK a místní Machova čísla proudícího vzduchu určená z jeho parametrů. Postup výpočtu je detailně popsán v [17].

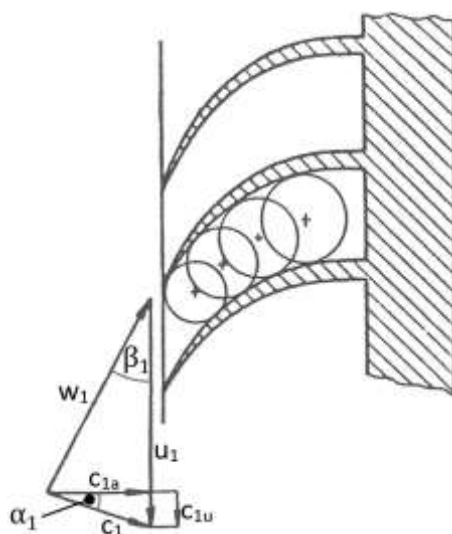
- **Rozložení parametrů proudu za výstupem z OK** v oblasti směšování proudu vystupujícího z OK s hlavním proudem vstupujícím do modelu. Z měření třítvorovou sondou byly vypočteny osová a obvodová složky rychlosti a úhly proudu v hlavním proudu i v OK.

Místní osová rychlosti jsou v diagramech vynášeny poměrově ke střední osově rychlosti $c_a/c_{a,ref}$, případně $c_a/c_{a,avg}$ nebo také $c_a/c_{a,stř}$, obdobně i obvodové rychlosti $c_u/c_{a,ref}$, $c_u/c_{a,avg}$ a $c_u/c_{a,stř}$ po poměrově radiální souřadnici kanálu r/r_{ref} nebo r/r_e .

Úhel proudu α je definován následujícím vztahem, jak ostatně vyplývá i z Obr. 6.12.

$$\alpha_1 = \arctg \frac{c_{1u}}{c_{1a}}, [^\circ] \quad (6.3)$$

kde: c_{1u} [m.s⁻¹] obvodová složka rychlosti
 c_{1a} [m.s⁻¹] osová složka rychlosti



Obr. 6.12 Rychlostní trojúhelníky na vstupu do oběžného kola kompresoru, [4]

6.4 Numerická simulace na modelu obtokového kanálu

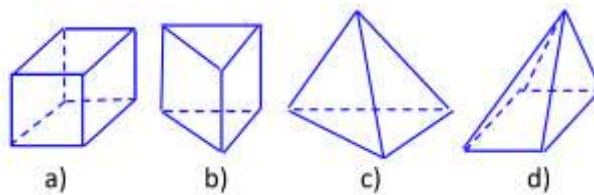
6.4.1 Úvod do numerických simulací

Numerické simulace, často označované zkratkou CFD z anglického Computational of Fluid Dynamics jsou založeny na řešení soustavy parciálních diferenciálních rovnic. Pro řešení takovéto soustavy rovnic se v oblasti proudění v převážné míře využívá metoda konečných objemů, kterou je možné zjednodušeně popsat pomocí tří kroků [18]:

- Rozdělení výpočetní oblasti (geometrie) na konečné objemy - tvorba výpočetní sítě.
- Bilancování neznámých veličin v konečných objemech a diskretizace rovnic.
- Numerické řešení diskretizovaných rovnic.

Obecný postup numerických simulací je tedy takový, že předem připravená geometrie výpočetní oblasti je rozdělena na konečný počet konečných objemů (prvků), je tedy vytvořena výpočetní síť. Prvky mohou mít různý tvar, přičemž v metodě konečných objemů jsou nejčastěji používány čtyři základní: kvádr, prizmatický prvek, čtyřstěn a pyramidový prvek – Obr. 6.13. Různou kombinací těchto prvků je pak možné vytvořit buď nestrukturovanou síť, kdy je jediným omezujícím pravidlem maximální velikost prvku, nebo síť strukturovanou. Ta je v převážné většině tvořena z prvků typu kvádr a je možné plně řídit jak velikost elementů, tak i jejich rozložení. Je tedy možné zvolit vhodný kompromis mezi počtem buněk a jejich velikostí. V blízkosti stěn a v oblastech s velkou změnou křivosti nebo oblastech zajímavých z pohledu proudění je vhodné použít jemnější síť, zatímco ve střední části výpočetního objemu je možné vygenerovat větší prvky. V rámci jedné výpočetní geometrie je pak možné kombinovat nestrukturovanou a strukturovanou síť a vytvořit tak síť hybridní. Měřítkem kvality sítě je kromě rozložení prvků také jejich tvar, posuzuje se velikost skosení prvku (anglicky skewness), kdy se porovnává, jak se v případě 2D prvků blíží aktuální plocha (u 3D geometrie objemu) optimální ploše (objemu) prvku daného typu.

V rámci přípravy výpočetní sítě se často definují okrajové podmínky, kdy je vybraným stěnám výpočetní geometrie přiřazena určitá podmínka, například vstup (pressure inlet) nebo výstup (pressure outlet) apod. Stěny, u kterých není okrajová podmínka definována, jsou pak označeny jako „wall“ a nedochází na nich k přestupu kontinua, jejich funkcí je tak ohraničit výpočetní objem. Na takto definované okrajové stěny jsou pak již v samotném řešiči zadávány konkrétní číselné hodnoty okrajových podmínek.



Obr. 6.13 Typy prvků pro tvorbu výpočetní sítě: a) kvádr, b) prizmatický prvek, c) čtyřstěn, d) pyramidový prvek, [19]

Připravená výpočetní síť je následně importována do řešiče. Ten může být založen buď na komerční bázi, jako jsou například Fluent, CFX a další, případně celá řada společností a organizací využívá své vlastní výpočetní kódy vyvinuté pro specifické aplikace, jimiž se převážně zabývají. Zmíněné řešiče jsou založeny na numerickém řešení soustavy rovnic, jež popisují základní fyzikální zákony proudění popsané např. ve [20]. Pro nestacionární, nestlačitelné a neizotermní proudění lze vyjádřit v níže uvedených tvarech [18]:

- Rovnice kontinuity (zákon zachování hmotnosti):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

- Navier – Stokesovy rovnice (zákon zachování hybnosti):

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z$$

- Rovnice pro přenos tepla (zákon zachování energie)

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(UT)}{\partial x} + \frac{\partial(VT)}{\partial y} + \frac{\partial(WT)}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \alpha \phi$$

$$\phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]$$

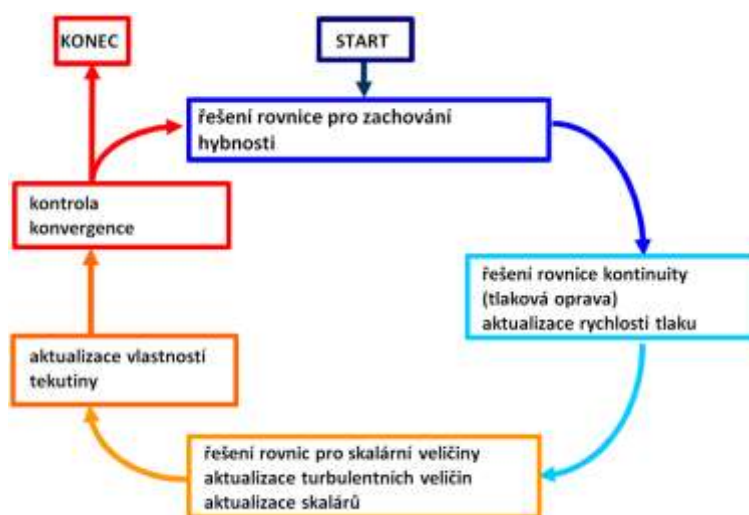
- Rovnice zachování dalších skalárních veličin (např. stavová rovnice)

kde: u, v, w	složky vektoru rychlosti
p	tlak
ρ	hustota
ν	kinematická viskozita
$f_{x,y,z}$	složky vnějších objemových sil (gravitační, odstředivé síly)
T	teplota
α	tepelná vodivost

Numerické řešení probíhá iteračním procesem, jenž je schematicky znázorněn na Obr. 6.14. Výsledné hodnoty z předchozí iterace tvoří vstupní hodnoty pro iteraci následující. Iterační proces se opakuje do té doby, než je dosaženo požadovaných ustálených hodnot.

Jednotlivé kroky iteračního procesu jsou [18]:

1. Řešení rovnice pro zachování hybnosti - s využitím hodnot tlaků jsou řešeny neznámé složky rychlosti a aktualizováno rychlostní pole.
2. Řešení rovnice kontinuity – určování korekcí tlaku a následně i rychlostního pole a to z důvodu splnění rovnice kontinuity
3. Řešení rovnic pro skalární veličiny – pomocí aktualizovaných hodnot rychlostí získaných z rovnice kontinuity se řeší skalární rovnice pro určení turbulentní energie, disipace, teploty, atd.
4. Aktualizace fyzikálních vlastností kapalin – např. viskozita
5. Kontrola konvergence – pokud se po sobě následující hodnoty iterací liší v požadovaných minimálních hodnotách, je výpočet ukončen. V opačném případě se iterační proces opakuje od bodu 1.



Obr. 6.14 Schéma iteračního procesu numerického řešení, [19]

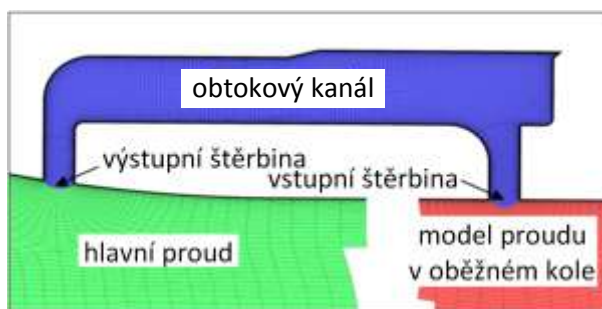
Dosažení ustálených výsledných hodnot je možné v průběhu výpočtu sledovat jednak pomocí míry konvergence, jejímž měřítkem je velikosti reziduí. Reziduály vyjadřují rozdíl dvou odpovídajících si veličin ve stejném bodě sítě ve dvou po sobě následujících iteracích [18]. Jelikož se hodnoty reziduí jednotlivých fyzikálních veličin mohou od sebe významně lišit, je zaveden tzv. normalizovaný reziduál, jenž je v průběhu výpočtu vyhodnocován a zpravidla i graficky vykreslován v závislosti na počtu iterací. Vedle reziduí je možné míru ustálení výpočtu sledovat pomocí monitorování zvolených fyzikálních veličin, zpravidla tlaky, teploty, hmotnostní tok, atd. na vybraných vyhodnocovacích rovinách. Výpočet je pak možné ukončit, pokud se tyto veličiny mění pouze již v rámci zvolené minimální tolerance.

6.4.2 Simulace na zjednodušeném 2D modelu obtokového kanálu

Ještě před zahájením popsaného měření bylo modelováno proudění v OK. Simulace proudění dala možnost posoudit vlivy geometrie štěrbin a vstupních podmínek proudu do OK na jeho výstupní parametry. Podmínky řešení a přijatá zjednodušení jsou detailně popsány v [21].

Výpočetní oblast byla rozdělena na tři oblasti, jak je znázorněno na Obr. 6.15:

- hlavní proud - simuluje proudění před kolem kompresoru, do něhož vytéká vzduch z OK.
- model proudu v oběžném kole - z této pomocné domény vstupuje vzduch do OK.
- obtokový kanál (OK).



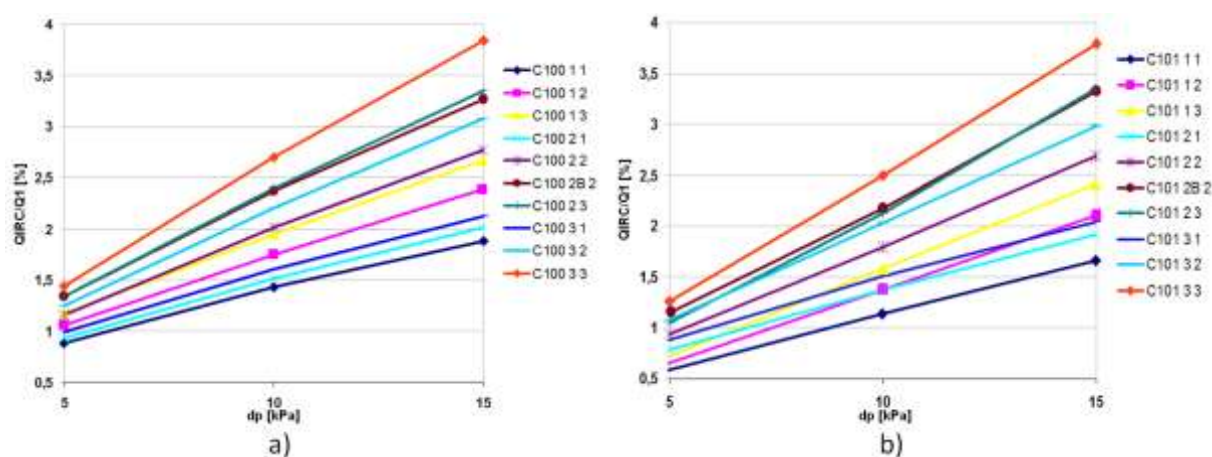
Obr. 6.15 Výpočetní oblast modelu obtokového kanálu,[21]

Výpočet byl proveden pro podmínky, které odpovídají 95% otáček oběžného kola. V hlavním proudu byl uvažován poměrný hmotnostní průtok přibližně $\bar{Q}_1 = 0.81$, přičemž v modelovém proudu

oběžného kola byl poměrný průtok $\bar{Q}_1 = 0.54$, což odpovídalo průtoku v modelu OK při měření. Tlakový spád (nominální) byl zvolen 5, 10 a 15 kPa jako rozdíl statických tlaků na výstupních okrajových podmínkách z hlavního a simulovaného mezilopatkového kanálu. Absolutní rychlost proudu byla určena na vnějším průměru kola kompresoru, zatímco směr relativní rychlosti w_1 byl určen jako tečna ke střední křivce lopatky záběrníku ve vzdálenosti 6 mm od náběžné hrany. Z rychlostního trojúhelníku (Obr. 6.12) byla určena příslušná absolutní rychlost proudu c_1 a úhel od osového směru α_1 .

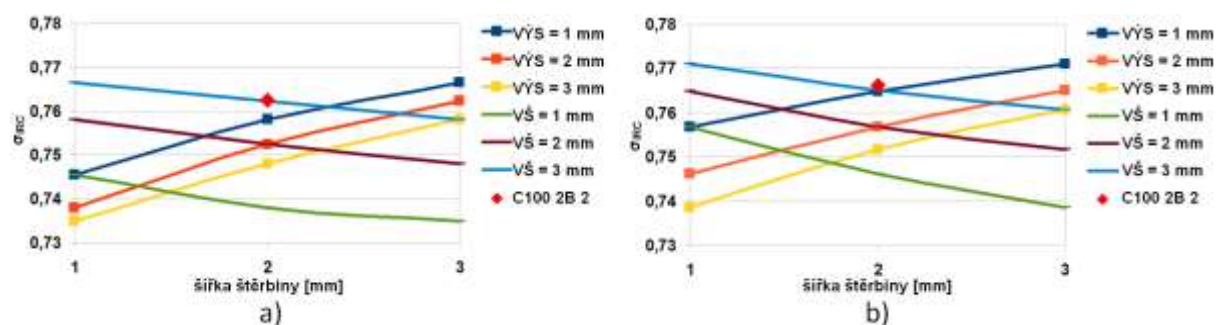
V rámci simulací byl proveden výpočet 23 bodů pro různé konfigurace OK, jejichž přehled je uveden v [21]. Deset konfigurací OK bylo pro šikmý výstup (C 100), z toho jedno uspořádání se sraženou vstupní hranou (VŠ = 2 mm, VÝŠ = 2 mm). Dalších 13 konfigurací bylo pro kolmý výstup (C101), z toho jedno uspořádání se sraženou vstupní hranou (VŠ = 2 mm, VÝŠ = 2 mm) a 3 uspořádání s lopatkami v OK s úhlem nastavení 0° , 15° , 30° od obvodového směru. Veškeré výpočty prezentované v [21] byly provedeny pro Machovo číslo před VŠ $M_1 \cong 0,65$.

Průběhy poměrného hmotnostního průtoku v OK Q_{IRC}/Q_1 , v závislosti na tlakovém spádu dp , pro různé šířky VŠ a VÝŠ, jsou pro šikmý výstup (C100) a kolmý výstup (C101) uvedeny na Obr. 6.16. Tyto vypočtené průběhy poměrného hmotnostního průtoku v OK se staly základem pro posouzení vlivů provedení OK na dosahovaný průtok. Jednoznačný růst Q_{IRC}/Q_1 při růstu tlakového spádu v OK se očekával, avšak vliv šířky VŠ a VÝŠ, i při zjednodušeném výpočtu, dal představu, co lze při experimentu na modelu dosáhnout.



Obr. 6.16 Závislost poměrného průtoku v OK na tlakovém spádu pro a) šikmý výstup (C100) a b) kolmý výstup (C101). První doplňkové číslo legendy grafu značí šířku VŠ, druhé pak šířku VÝŠ, varianta 2B značí sražené vstupní hrany, [21]

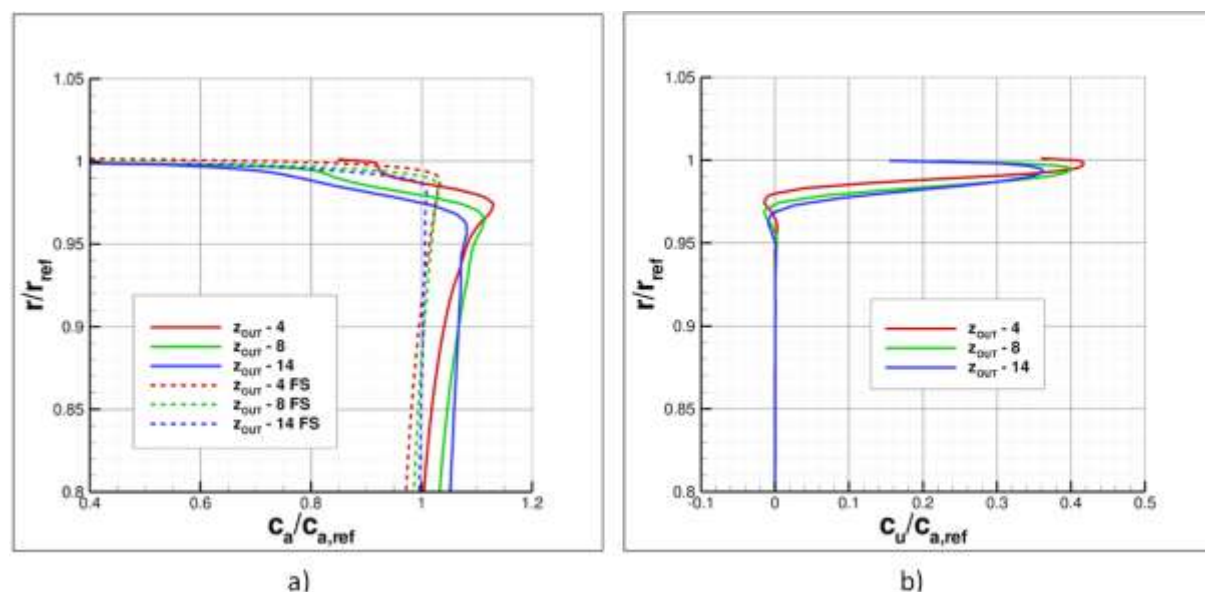
Ztráty v OK, vyjádřené prostřednictvím součinitele zachování celkového tlaku σ_{IRC} , vynesené pro nominální tlakový spád $dp = 10$ kPa, pro šikmý i kolmý výstup (Obr. 6.17) umožnily posoudit, jak se tyto budou měnit při různém uspořádání OK. Poměrně vysoké ztráty, odpovídající nižším hodnotám σ_{IRC} , vycházejí z poměrně vysokých Machových čísel před VŠ ($M_1 \cong 0,65$).



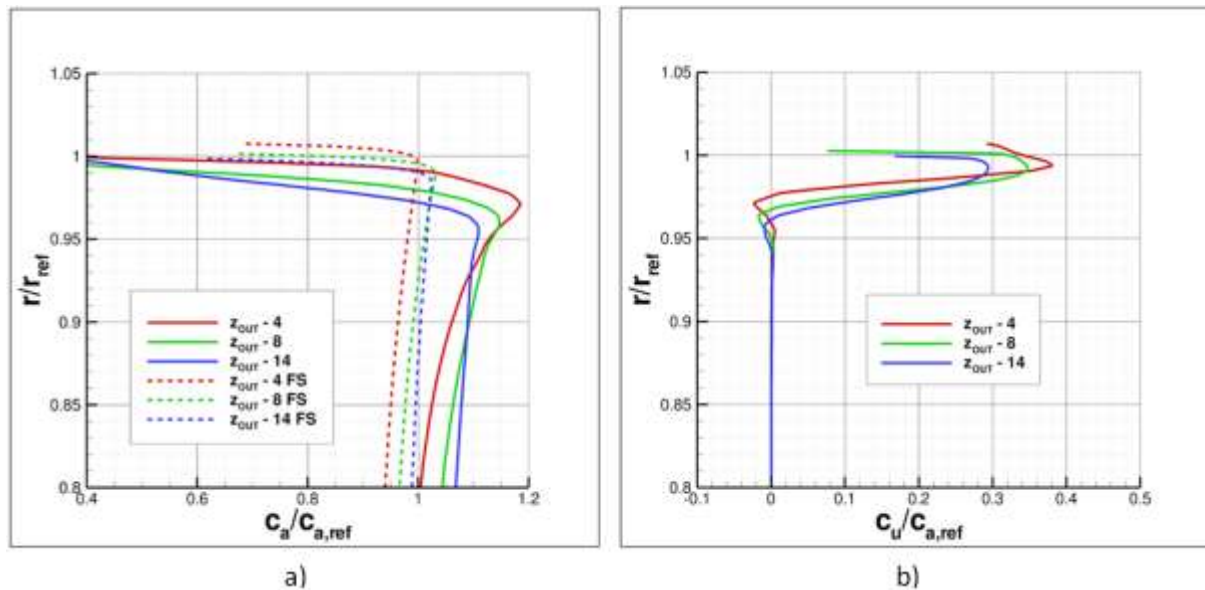
Obr. 6.17 Ztráty v OK pro a) šikmý výstup (C100) a b) kolmý výstup (C101). Varianta 2B 2 značí sražené vstupní hrany pro $V\check{S} = 2 \text{ mm}$, [21]

Významným přínosem pro další experimentální práce jak na modelu, tak především na kompresoru s OK, bylo určení rozložení osových a obvodových složek rychlosti za výstupem z OK v oblasti směšování hlavního proudu s proudem vzduchu vystupujícím z OK. Výsledky prezentované pro šikmý (Obr. 6.18) a kolmý výstup (Obr. 6.19) ukazují vývoj proudových polí, který sice nebude možné experimentem na modelu potvrdit, ale umožní alespoň základní úvahu týkající se možného rozložení rychlostí před kolem kompresoru.

Uvedené výsledky numerických simulací prezentované v [21] se staly základem pro výběr jednotlivých konfigurací OK prověřovaných experimenty ve VZLÚ jak na modelech OK s kolmým a šikmým výstupem, tak i při zkouškách OK přímo na kompresoru.



Obr. 6.18 Rozložení poměrné a) osově a b) obvodové složky rychlosti pro šikmý výstup (C100, $V\check{S} = 2 \text{ mm}$, $V\check{Y}\check{S} = 2 \text{ mm}$) při nominálním tlakovém spádu $dp = 15 \text{ kPa}$, z_{OUT} značí vzdálenost za $V\check{Y}\check{S}$ v mm, FS – rozložení bez OK, [21]



Obr. 6.19 Rozložení poměrné a) osově a b) obvodové složky rychlosti pro kolmý výstup (C101, VŠ = 2 mm, VÝŠ = 2 mm) při nominálním tlakovém spádu $dp = 15$ kPa, z_{OUT} značí vzdálenost za VÝŠ v mm, FS – rozložení bez OK, [21]

6.5 Porovnání výsledků měření a výpočtů na modelu obtokového kanálu

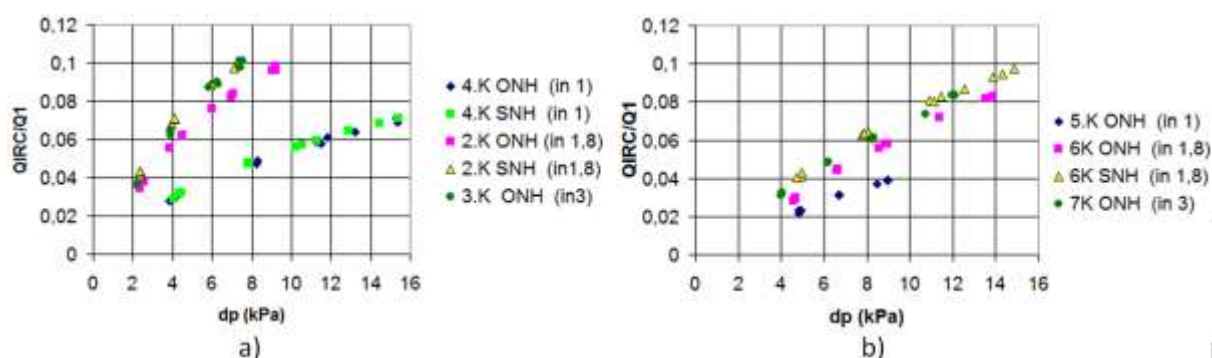
Na základě provedených výpočtových simulací OK bylo rozhodnuto, že se bude provádět měření s nominální šířkou VŠ 1, 2 a 3 mm a to jak u varianty s šikmým výstupem, tak i u varianty s kolmým výstupem proudu z OK. Šířka VÝŠ byla u kolmého výstupu zvolena 3 mm a u šikmého výstupu 2 mm a to s cílem dosáhnout co možná největší hmotnostní průtok v OK. Při konečném sestavení jednotlivých variant byly přesně změřeny šířky VŠ 1, 1.8 a 3 mm, přičemž provedení vstupní hrany bylo buď ostrá náběžná hrana (ONH), nebo sražená náběžná hrana (SNH). VÝŠ měla šířku 3.2 mm pro kolmý výstup a 2.05 mm pro šikmý výstup. Tyto rozměrové odchylky od nominálních hodnot jsou způsobeny zejména montážními vřely.

Pro další využití výsledků měření a výpočtů je nezbytné provést jejich vzájemné porovnání v rámci hmotnostních průtoků a ztrát v OK. Rozložení měřených a vypočtených osových a obvodových složek rychlosti za výstupem z OK umožní posoudit jaký by mohl mít OK vliv na práci kompresoru.

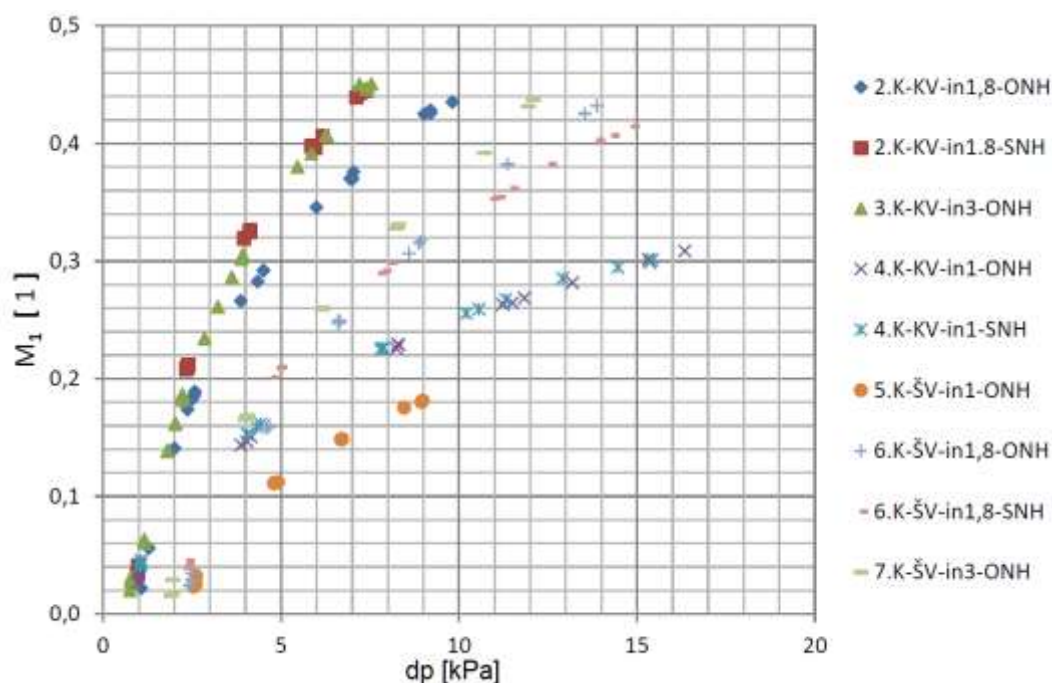
6.5.1 Hmotnostní průtok

Hmotnostní průtok v OK (Q_{IRC}), určený pro různé tlakové spády v OK, byl ve výpočtu i v měření sledován jako jeden z hlavních ukazatelů jednotlivých konfigurací OK. Vzájemné porovnání provedeného výpočtu, jehož výsledky jsou uvedeny v [21] a vybrané na Obr. 6.16, s výsledky měření [17] (Obr. 6.20), bylo možno provést pouze z pohledu průběhu poměrného průtoku $Q_{IRC}/Q_1 = f(dp)$, nikoliv jako absolutní hodnoty. Hodnoty vypočteného Q_{IRC}/Q_1 jsou nižší než hodnoty naměřené, neboť jsou významně ovlivňovány Machovým číslem před vstupem do OK, které ve výpočtech bylo $M_1 \approx 0,65$. Z rozboru proudění v OK vyplynulo, že větší rychlosti proudu před vstupem do OK se promítnou ve výpočtu nižšími hodnotami Q_{IRC}/Q_1 a to pro obě varianty jak s šikmým, tak i s kolmým výstupem (Obr. 6.16). Machova čísla před vstupem do OK byla v měření nižší než ve výpočtu, $M_1 \leq 0,45$ (Obr. 6.21), což byl jeden z důvodů vyšších poměrných průtoků v OK. Aby bylo možné vzájemně porovnat výsledky výpočtu a měření, byl proveden nový výpočet pro nízká Machova čísla

$M_1 \cong 0,1$ a $0,2$ s tím, že úhel absolutní rychlosti od osy kanálu α_1 byl zvolen 50° a to bez ohledu na proudění v kanále záběrníku. V těchto výpočtech byla zvolena VÝŠ 3 mm, aby se výpočet co nejvíce přiblížil měřeným konfiguracím 1. a 2. varianty, ve kterých byla šířky VÝŠ 3.2 mm. Aby bylo možné v detailu porovnat vypočtené a měřené hodnoty, bylo třeba ve výpočtu určit tlakové spády z tlaků určených ve stejných místech jako v měření, tj. před VŠ a VÝŠ. Hodnoty nominálních tlakových spádů používaných ve výpočtech 5, 10 a 15 kPa jsou rozdíly statických tlaků na výstupních okrajových podmínkách domén představující hlavní proud a simulující proudění v oběžném kole [21]. Tyto tlakové spády však neodpovídají tlakovým spádům v OK tak, jak byly na modelu měřeny [17]. Proto byly dodatečně vypočteny statické tlaky před vstupem do OK a před výstupem z OK a následně určen tlakový spád dp jako rozdíl těchto tlaků, tedy ve stejných místech jako při měření. Výsledky výpočtů pro kolmý a šikmý výstup jsou uvedeny [22].



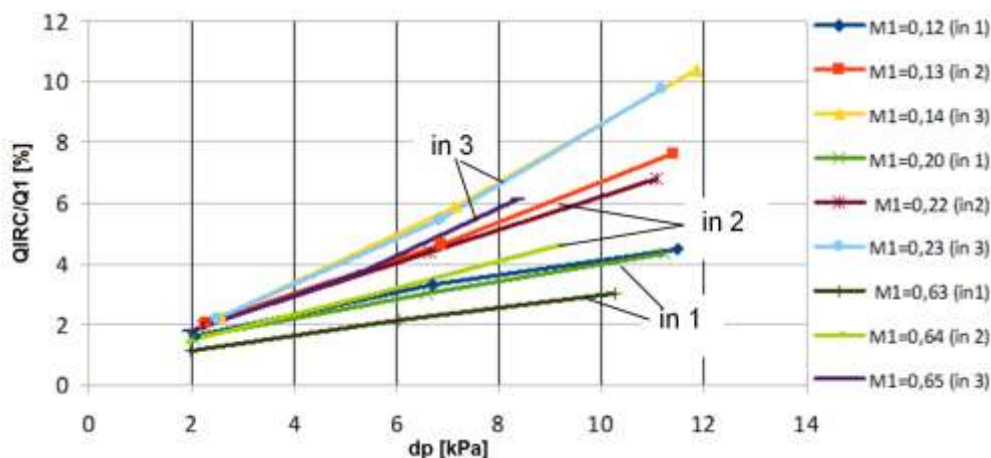
Obr. 6.20 Měřený poměrný průtok v OK pro jednotlivé konfigurace a) kolmý výstup a b) šikmý výstup, [22]



Obr. 6.21 Závislost Machova čísla před vstupem do OK na tlakovém spádu měřeném na modelu, KV – kolmý výstup, ŠV – šikmý výstup, in – šířka VŠ, ONH – ostrá vstupní hrana, SNH – sražená vstupní hrana, [17]

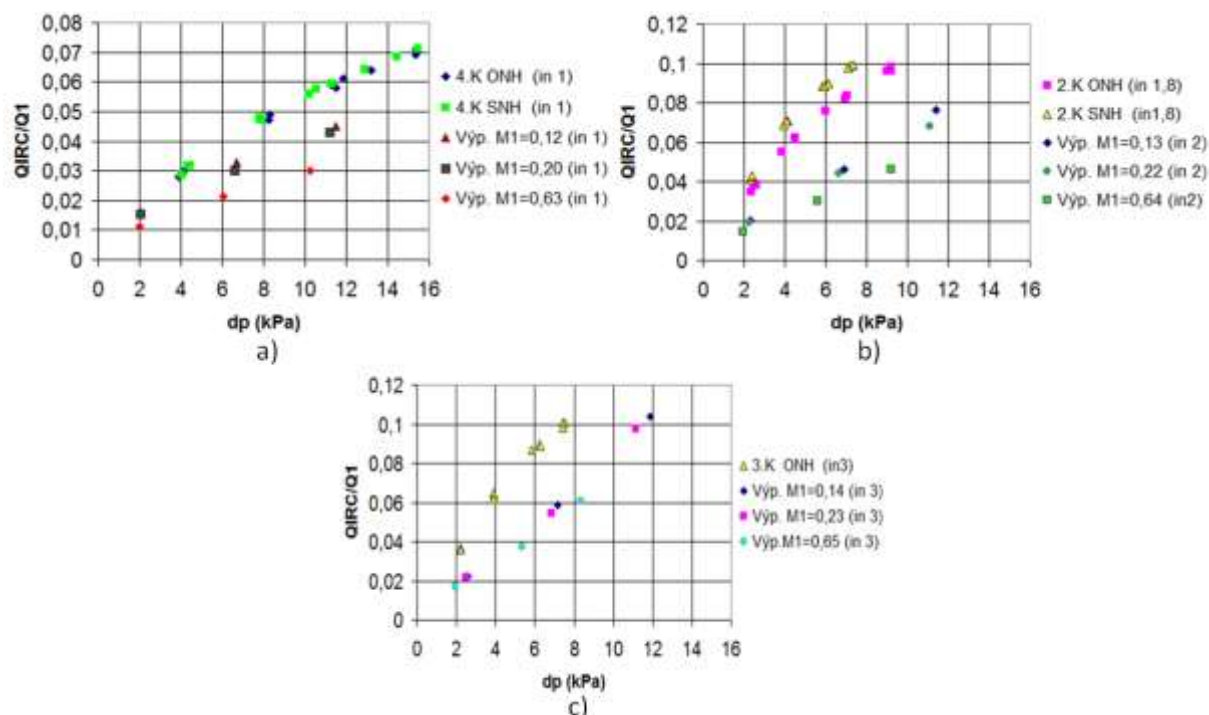
Vypočtený poměrný průtok v OK pro kolmý výstup ukazuje významnou změnu průběhu Q_{IRC}/Q_1 pro nízká a vysoká Machova čísla před VŠ (Obr. 6.22). Podobně jako v měření, je největší růst, ale i

největší hodnoty Q_{IRC}/Q_1 , dosahováno pro největší šířku VŠ (in 3). Vliv M_1 na hodnoty poměrného průtoku v OK se nejvíce projevuje pro užší štěrbinu (in 2) a (in 1).



Obr. 6.22 Vypočtený poměrný průtok v OK v závislosti na tlakovém spádu - kolmý výstup, [22]

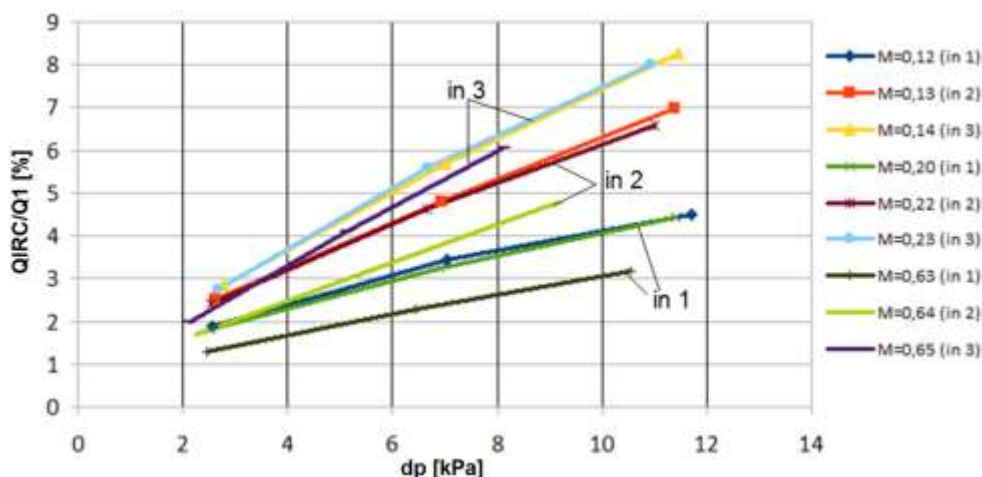
Abychom mohli v detailu porovnat vypočtené a měřené průběhy Q_{IRC}/Q_1 , byly, pro jednotlivé šířky VŠ, vyneseny diagramy (Obr. 6.23). Ve všech průbězích je zřejmé, že vypočtené poměrné průtoky jsou menší než měřené. Největší rozdíly jsou pro VŠ 2 mm (in 2) a 3 mm (in 3) - Obr. 6.23b) a Obr. 6.23c). Pro nejužší štěrbinu 1 mm (in 1) je rozdíl mezi měřením a výpočtem nejmenší - Obr. 6.23 c). Současně je i pro tuto nejmenší štěrbinu největší vliv vysokého M_1 na pokles Q_{IRC}/Q_1 ve srovnání s výpočty prováděnými pro nízké vstupní Machovo číslo M_1 .



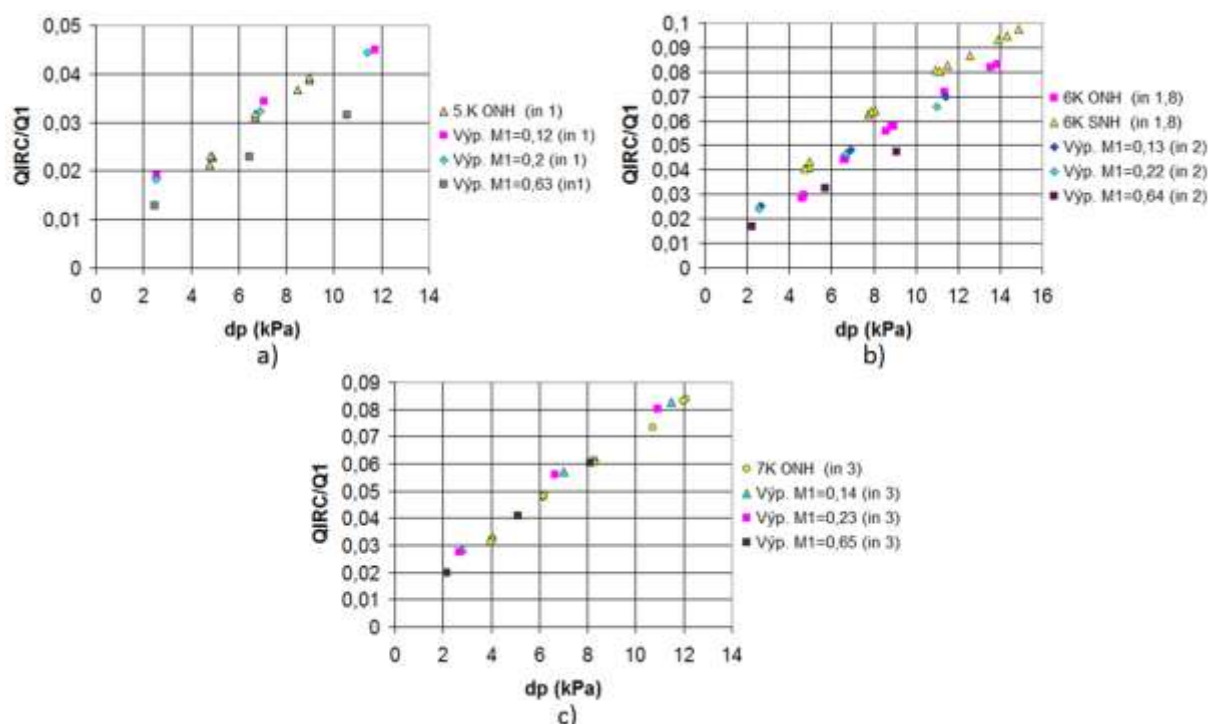
Obr. 6.23 Porovnání měřeného a vypočteného poměrného průtoku v OK pro kolmý výstup a různé šířky VŠ: a) VŠ = 1 mm, b) VŠ = 2 mm, c) VŠ = 3 mm a různá Machova čísla M_1 , [22]

Vypočtený poměrný průtok Q_{IRC}/Q_1 pro šikmý výstup, v závislosti na tlakovém spádu dp (Obr. 6.24), má podobný průběh jako vypočtený poměrný průtok pro kolmý výstup (Obr. 6.22). Nárůst poměrného průtoku v OK, při růstu tlakového spádu, je u šikmého výstupu poněkud menší

než u kolmého výstupu. Vliv růstu Machova čísla před VŠ M_1 na vypočtené rozdíly poměrného průtoku Q_{IRC}/Q_1 s nižšími M_1 je podobný jako u kolmého výstupu. Porovnáme-li poměrný průtok vypočtený a měřený, pro jednotlivé šířky VŠ, zjistíme, že tyto rozdíly jsou poměrně malé a pro největší VŠ 3 mm (in 3) prakticky zanedbatelné (Obr. 6.25). U nejužší VŠ (in 1) je, podobně jako u kolmého výstupu, výrazný vliv růstu M_1 na průběh Q_{IRC}/Q_1 (Obr. 6.23a) a Obr. 6.25 a)).

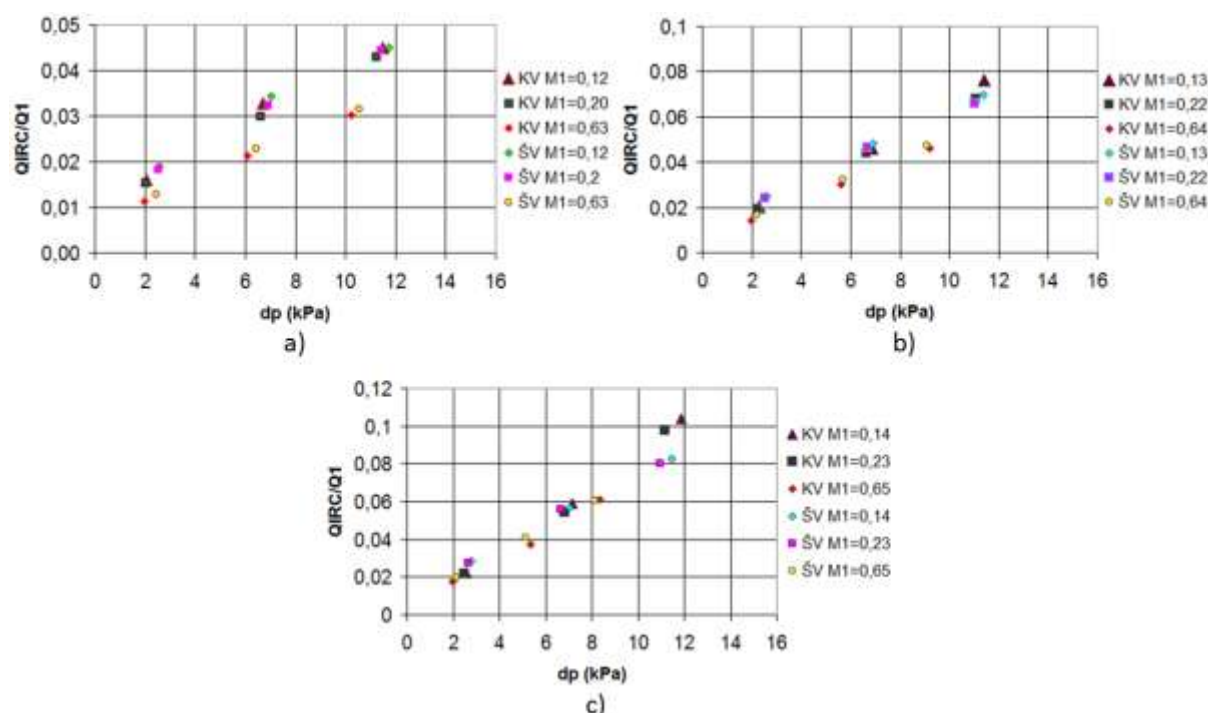


Obr. 6.24 Vypočtený poměrný průtok v OK v závislosti na tlakovém spádu - šikmý výstup, [22]



Obr. 6.25 Porovnání měřeného a vypočteného poměrného průtoku v OK pro šikmý výstup a různé šířky VŠ: a) VŠ = 1 mm, b) VŠ = 2 mm, c) VŠ = 3 mm a různá Machova čísla M_1 , [22]

Vypočtený poměrný průtok Q_{IRC}/Q_1 pro kolmou a šikmou VÝŠ je, pro jednotlivé šířky VŠ, porovnán na Obr. 6.26. Z výsledků je zřejmé, že vypočtené hodnoty Q_{IRC}/Q_1 pro kolmou a šikmou VÝŠ se prakticky neliší. Dokonce i vliv vyššího vstupního Machova čísla M_1 na nižší hodnoty Q_{IRC}/Q_1 je prakticky pro obě VÝŠ stejný.

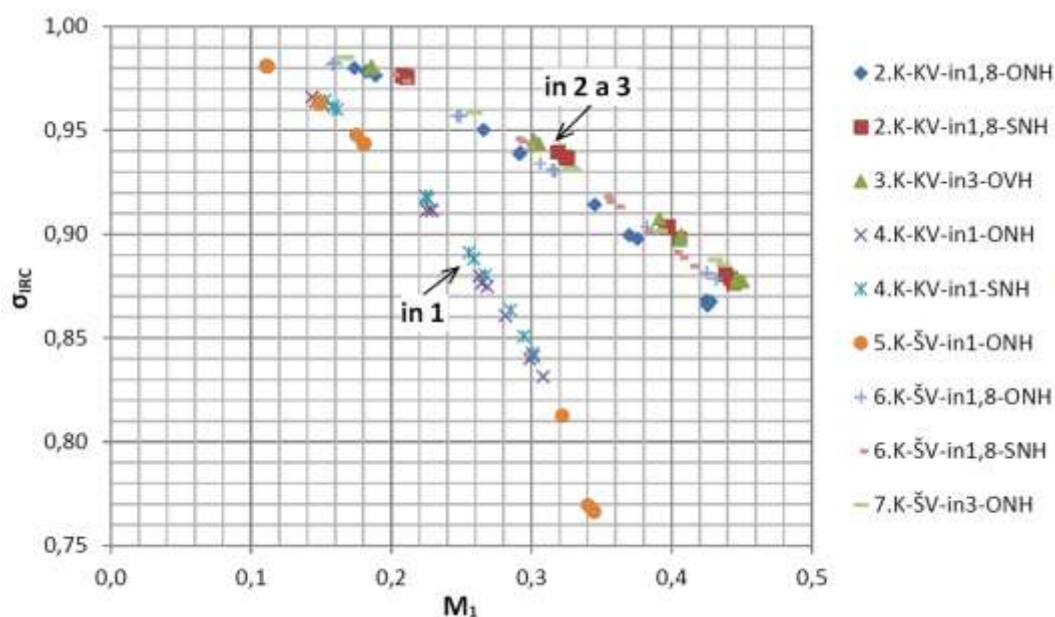


Obr. 6.26 Porovnání vypočteného poměrného průtoku v OK pro kolmý a šikmý výstup a různé šířky VŠ: a) VŠ = 1 mm, b) VŠ = 2 mm, c) VŠ = 3 mm a různá Machova čísla M_1 , [22]

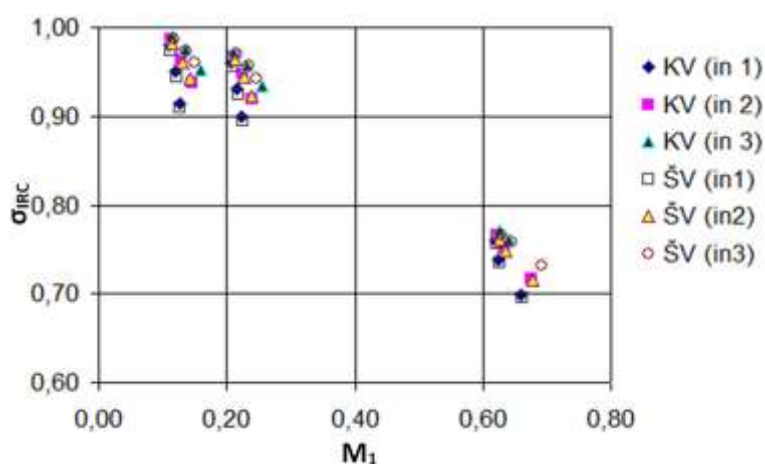
Z výše uvedeného porovnání poměrných průtoků v OK, a to jak počítaných tak i měřených, vyplývá velmi dobrá shoda pro případ šikmé VÝŠ. Je tedy zřejmé, že zvolené podmínky výpočtu dobře odpovídaly příslušnému proudění v tomto typu kanálu. V případě kolmého výstupu z OK se ukázalo, že výpočet postavený na stejných podmínkách proudění v OK jako v šikmé VÝŠ nepostihl v plné šíři proměnnost proudění v této štěrbině a to zvláště u větších vstupních šířek (in 2 a in 3). Přesto lze konstatovat, že numerická simulace provedená na modelu OK bude velmi užitečná pro posouzení předpokládaného průtoku v OK na kompresoru. Je třeba zdůraznit, že měření na modelu byla, z hlediska přívodu externího vzduchu, prováděna při nižších vstupních M_1 . Při proudění vzduchu v kompresoru lze však očekávat, že na vstupu do OK budou naopak Machova čísla M_1 vyšší. Výsledky výpočtů ukazují, že růst M_1 způsobí pokles poměrného průtoku v OK. Pokles Q_{IRC}/Q_1 lze pak odhadnout na základě porovnání výsledků měření a CFD výpočtů na modelu.

6.5.2 Ztráty

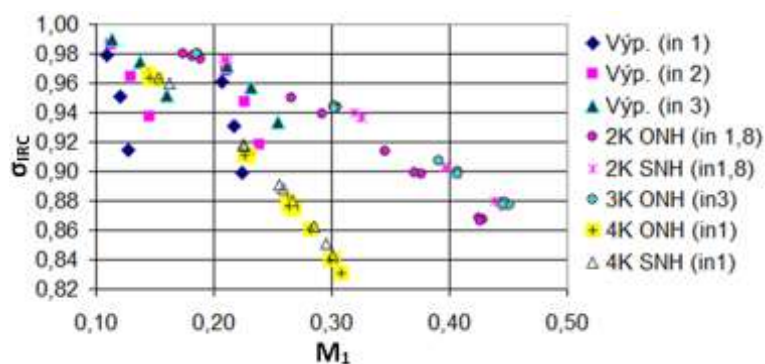
Ztráty v OK, určené prostřednictvím součinitele zachování celkového tlaku σ_{IRC} , byly měřené na modelu pro Machova čísla před VŠ $M_1 = 0,1$ až $0,45$ (Obr. 6.27). Ztráty v OK [21], uvedené na Obr. 6.17, jsou určovány pro vyšší $M_1 \approx 0,65$. Vypočtené hodnoty σ_{IRC} jsou tudíž poněkud nižší, tedy ztráty jsou vyšší, než ztráty měřené. Aby bylo možné porovnat výpočet s měřením, byly dodatečně vypočteny ztráty pro nižší M_1 , jejichž hodnoty, pro různé upořádání OK, jsou uvedeny na Obr. 6.28. Z výsledků je zřejmé, že vypočtené ztráty pro kolmý výstup (KV) a šikmý výstup (ŠV) jsou prakticky stejné. Při detailním pohledu na vypočtené ztráty lze konstatovat, že pro nejvyšší VŠ 1 mm je růst ztrát, při růstu M_1 , podstatně větší, než u VŠ 2 a 3 mm a to jak pro nižší M_1 , tak i pro vysoká M_1 . Nejmenší vypočtené ztráty jsou pro nejširší VŠ 3 mm. Porovnáme-li vypočtené a měřené ztráty pro kolmý výstup (Obr. 6.29) je zřejmé, že charakter jejich změn, podmíněný růstem M_1 , je pro jednotlivé šířky VŠ vcelku podobný. Nelze však srovnávat absolutní hodnoty měřených a vypočtených ztrát, neboť způsob výpočtu a měření na modelu OK je poněkud rozdílný, což se promítá do hodnot σ_{IRC} .



Obr. 6.27 Ztráty v OK měřené na modelu, KV – kolmý výstup, ŠV – šikmý výstup, in – šířka VŠ, ONH – ostrá náběžná hrana, SNH – sražená náběžná hrana, [22]

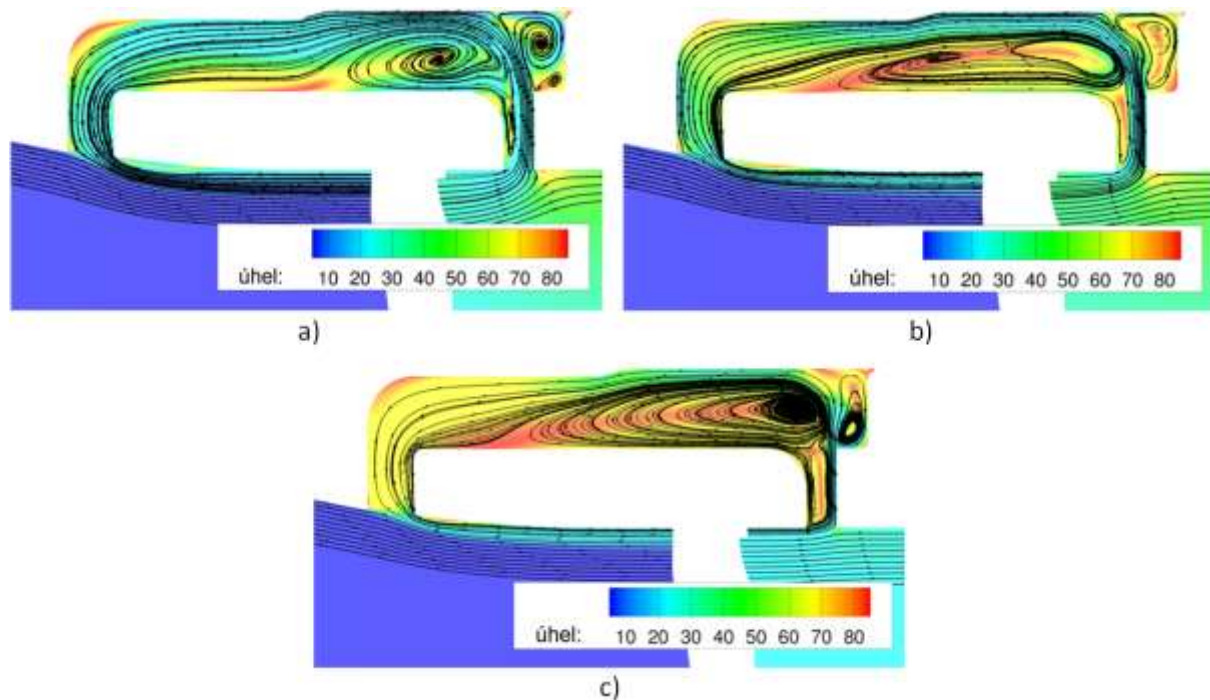


Obr. 6.28 Ztráty v OK vypočtené na modelu, KV – kolmý výstup, ŠV – šikmý výstup, in – šířka VŠ, [22]



Obr. 6.29 Porovnání měřených a vypočtených ztrát v OK pro kolmý výstup, in – šířka vstupní štěrby, ONH – ostrá náběžná hrana, SNH – sražená náběžná hrana, [22]

Proudnicе vyhodnocené z numerické simulace modelu OK dávají určitou představu, jak by mohl protékat vzduch ve vstupu do OK, vlastním OK a na výstupu z OK. Z řady provedených výpočtů, uvedených v [22], byly vybrány případy pro šířku VŠ 2 mm a nominální tlakový spád 10 kPa. Šířka VŠ 1 mm je příliš malá a charakter proudění se v ní přehledně nezobrazí. U VŠ šířky 3 mm je proudění v OK vcelku podobné jako u šířky 2 mm. Z obrázku Obr. 6.30 je dobře patrné, jak růst Machova čísla před VŠ způsobuje utržívání proudu ve VŠ a jak narůstá vír v OK. Na obrázcích je také pěkně vidět jak se mění charakter proudění před VŠ i v OK, při růstu M_1 , což se následně promítá do poměrných průtoků Q_{IRC}/Q_1 a ztrát v OK.

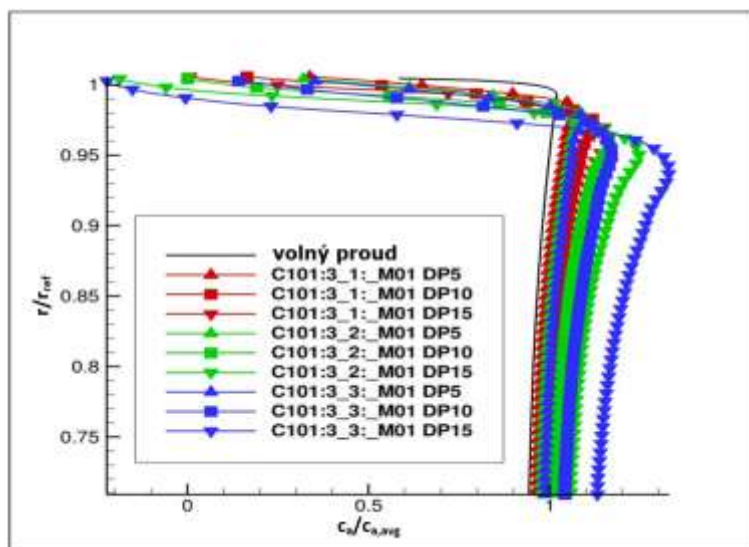


Obr. 6.30 Proudění v OK s kolmým výstupem pro: a) $M_1 = 0.13$ a $dp = 6.9$ kPa, b) $M_1 = 0.23$ a $dp = 6.6$ kPa, c) $M_1 = 0.63$ a $dp = 5.6$ kPa, [22]

6.5.3 Parametry proudu na výstupu z obtokového kanálu

Rozložení osových a obvodových rychlostí za VŠ v oblasti směšování hlavního proudu s proudem vzduchu vystupujícím z OK umožňuje posoudit, jak se bude utvářet rychlostní pole před záběrníkem kompresoru. Původní výpočty uváděné v [21] pro kolmý a šikmý výstup byly provedeny pro vyšší Machova čísla před VŠ ($M_1 \cong 0,65$) a různé šířky VŠ a VÝŠ (Obr. 6.18 a Obr. 6.19). Měření byla realizována v rozsahu vstupních Machových čísel $M_1 = 0.19$ až 0.43 a to se stálým úhlem rozvíření proudu před VŠ $\alpha_1 = 60^\circ$, při neměnné šířce VÝŠ 3.2 mm a pouze pro variantu s kolmým výstupem (Obr. 6.11). Tato měření byla omezena do hloubky kanálu 5 mm od stěny, neboť tříťvorovou sondu, s ohledem na její provedení, nebylo možné hlouběji zasunout. Aby bylo možné lépe porovnat měřené a vypočtené hodnoty rychlostí, byl proveden dodatečný výpočet pro nižší vstupní Machova čísla ($M_1 \cong 0.1$ až 0.2) a to pro různé úhly vstupujícího proudu α_1 , s neměnnou šířkou VÝŠ 3 mm [22]. Osové složky rychlosti, vypočtené bezprostředně za výstupem z OK pro nominální tlakové spády $dp_{nom} = 5, 10$ a 15 kPa (DP5, DP10, DP15), nízká Machova čísla M_1 (označení M01) a různé šířky VŠ, jsou uvedeny na Obr. 6.31. Největší nárůst osové rychlosti odpovídá nejvyššímu tlakovému spádu 15 kPa při nejširší VŠ 3 mm, kdy poměrný průtok Q_{IRC}/Q_1 v OK je také

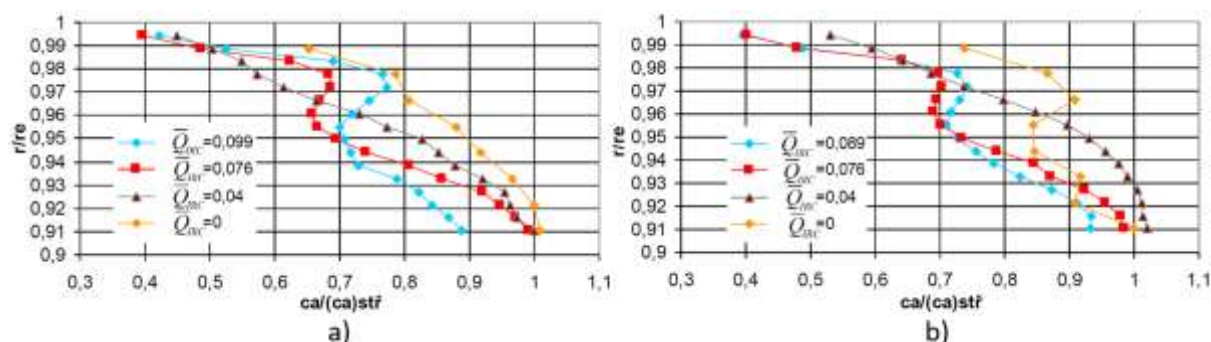
největší (10,4%). Zmenšování šířky VŠ a pokles nominálního tlakového spádu vede k poklesu osové rychlosti. Vrstva, kterou zasahuje proud z OK do hlavního proudu je cca 5% od stěny kanálu (Obr. 6.31).



Obr. 6.31 Vypočtené poměrné osové rychlosti pro kolmý výstup (C101), příklad označení: 3_1 – šířka štěrbin v pořadí výstupní_vstupní (VÝŠ = 3 mm, VŠ = 1 mm), M01 – přibližná hodnota vstupního Machova čísla ($M_1 \approx 0.1$), DP5 – nominální tlakový spád ($dp = 5$ kPa), [21]

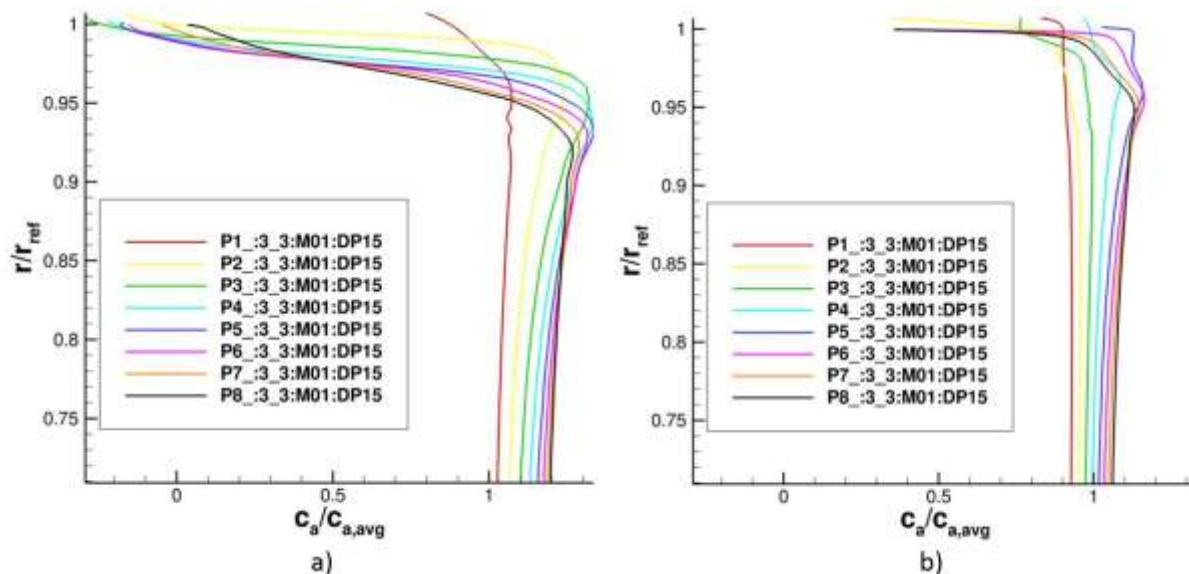
Měřené osové složky rychlosti, uvedené na Obr. 6.32, ukazují poněkud odlišný průběh a to především z pohledu šířky vrstvy, která proniká do hlavního proudu (cca 10%). Tato skutečnost může být částečně způsobena tvarem vstupního kanálu na měřeném a výpočtovém modelu (Obr. 6.1b) a Obr. 6.15).

Podobné rozložení osové rychlosti jako bylo změřeno na modelu OK ve VZLÚ, bylo také změřeno ve vstupní soustavě z motoru TJ100 s vloženým modelem výstupní části OK (4. kapitola). Kanál byl proveden s kolmým výstupem proudu ($\beta_2 = 90^\circ$) a bez rozvíření. Rozložení poměrné osové rychlosti, pro různé poměrné průtoky Q_{IRC}/Q_1 , je uvedeno na Obr. 4.31.



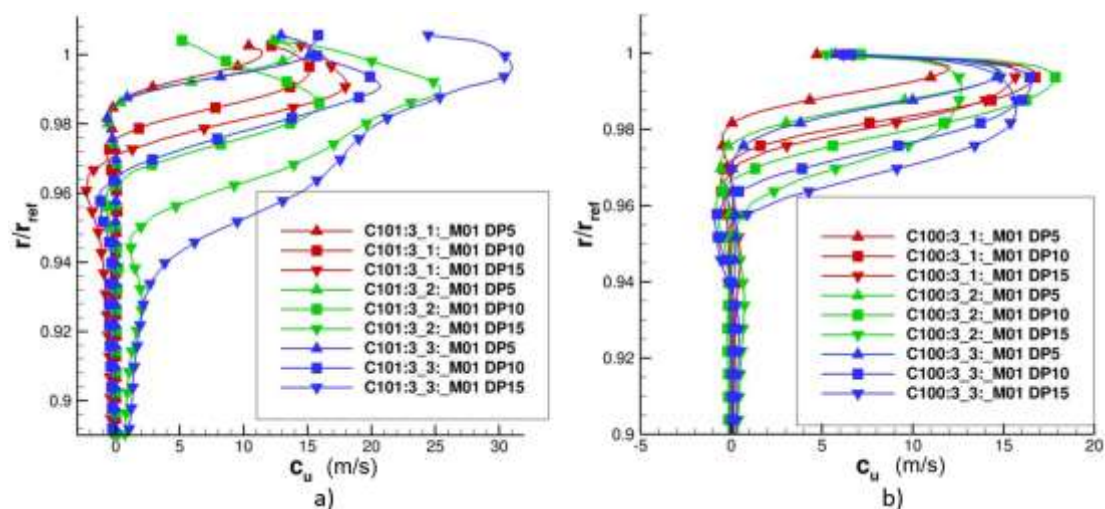
Obr. 6.32 Měřená poměrná osová rychlost za kolmým výstupem z OK a pro různé hodnoty poměrného průtoku a pro a) VŠ = 1.8 mm a b) VŠ = 3 mm, [17]

Jelikož není možné provádět měření tříotvorovou sondou na několika místech mezi výstupem z OK a náběžnou hranou lopatky kompresoru, byl proveden výpočet rozložení osových rychlostí v několika řezech před lopatkami (Obr. 6.33). Změna vypočteného průběhu osových rychlostí ukazuje, že postupem proudu od VÝŠ k lopatkám kompresoru se bude vrstva proudu, pronikající z IRC do hlavního proudu, mírně rozšiřovat, což se také projeví mírným nárůstem osových rychlostí ve střední části kanálu. Z Obr. 6. je také zřejmý rozdíl v rozložení osových rychlostí pro kolmý a šikmý výstup, který je dán intenzitou pronikání kolmého proudu z OK do hlavního proudu, což se projevuje větší deformací osových rychlostí poblíž stěny vstupního kanálu a tím i větším nárůstem osových rychlostí ve střední části kanálu před kolem kompresoru.

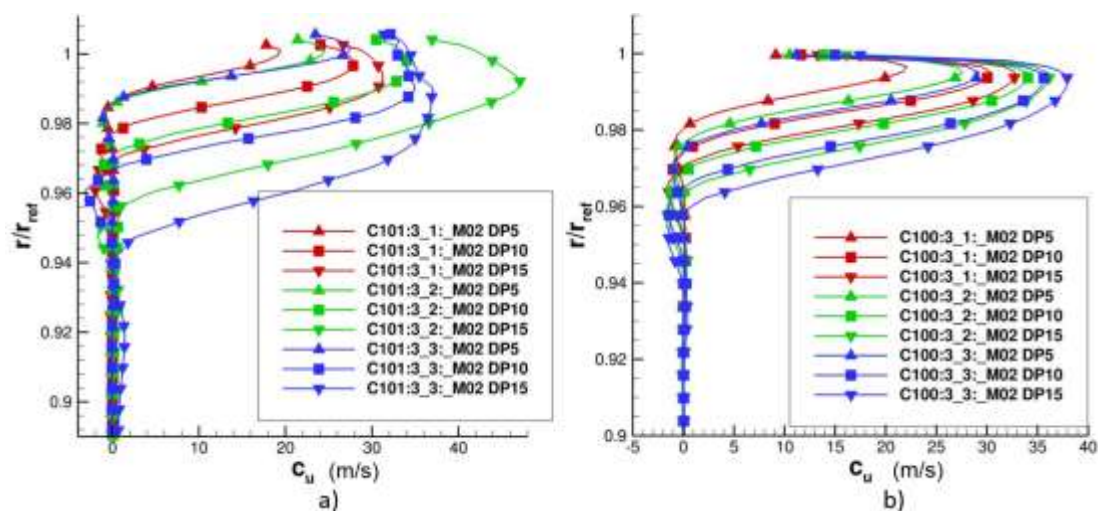


Obr. 6.33 Vypočtené poměrné osových rychlostí za a) kolmým výstupem, b) šikmým výstupem z OK, P1 ÷ P8 – vyhodnocovací roviny (P1 těsně za výstupem, dále po 2 mm až po P8 – 14 mm za VÝŠ), 3_3 – šířka štěrbin v pořadí výstupní_vstupní (VÝŠ = 3 mm, VŠ = 3 mm), M01 – přibližná hodnota vstupního Machova čísla ($M_1 \approx 0.1$), DP15 – nominální tlakový spád ($dp = 15$ kPa), [21]

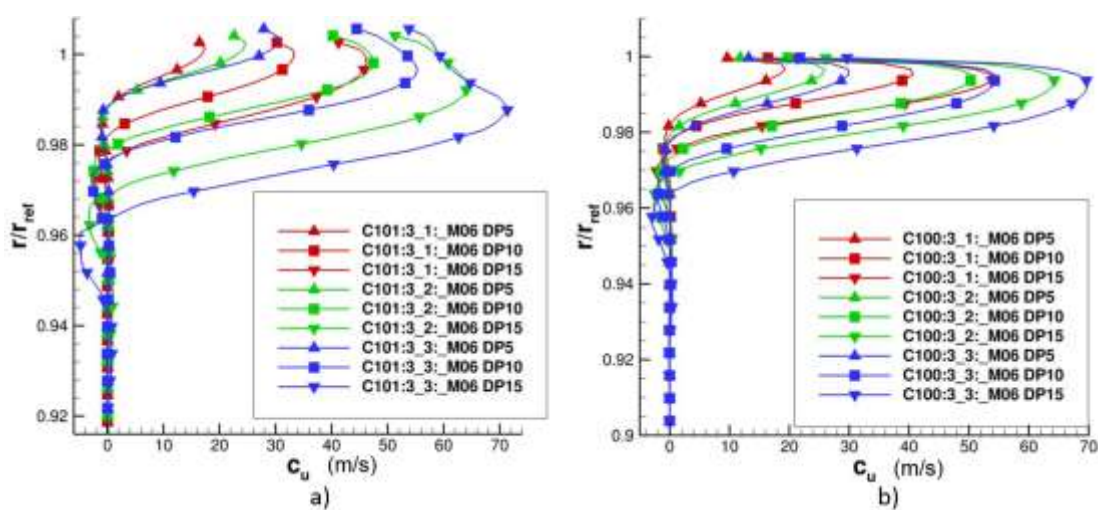
Rozložení obvodových složek rychlosti za výstupem z OK, vypočtené pro nízká a vyšší M_1 , pro různé šířky VŠ a nominální tlakové spády $dp_{nom} = 5, 10$ a 15 kPa je uvedeno na obrázcích Obr. 6.4 až Obr. 6.36. Při porovnání vypočtených obvodových rychlostí pro kolmý výstup (Obr. 6.34a) až Obr. 6.36a) a obvodových rychlostí pro šikmý výstup (Obr. 6.34b) až Obr. 6.36b)) je zřejmý výrazně odlišný průběh, ve kterém šikmý proud vystupující z OK proniká do menší hloubky hlavního proudu než proud vystupující z OK kolmo na hlavní proud.



Obr. 6.34 Vypočtené obvodové rychlosti za a) kolmým výstupem (C101), b) šikmým výstupem (C100) z OK a pro $M1 = 0.1 \div 0.16$, logika označení legendy odpovídá Obr. 31, [22]

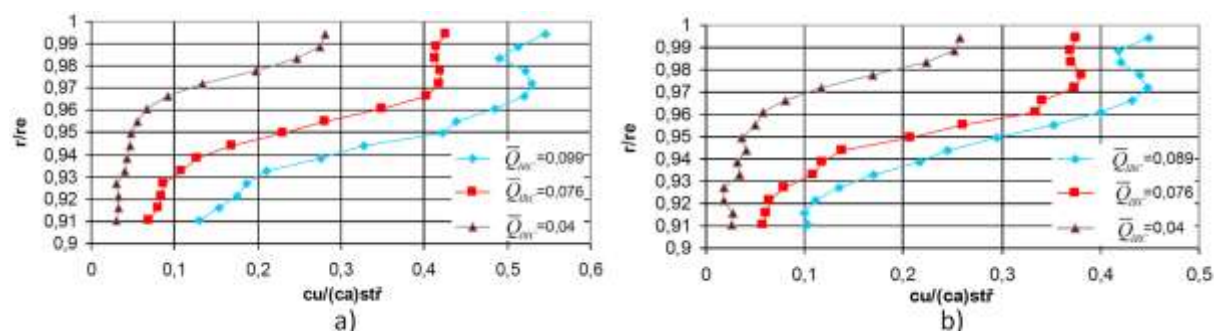


Obr. 6.35 Vypočtené obvodové rychlosti za a) kolmým výstupem (C101), b) šikmým výstupem (C100) z OK a pro $M1 = 0.21 \div 0.255$, logika značení legendy odpovídá Obr. 31, [22]



Obr. 6.36 Vypočtené obvodové rychlosti za a) kolmým výstupem (C101), b) šikmým výstupem (C100) z OK a pro $M1 = 0.62 \div 0.69$, logika značení odpovídá Obr. 6.31, [22]

Měřené poměrné obvodové rychlosti za kolmým výstupem z OK jsou uvedeny na Obr. 6.37. Z porovnání vypočtených a měřených průběhů pro kolmý výstup z OK je zřejmé, že když se porovnávají proudění s nižšími vstupními M_1 , je hloubka pronikání proudu z OK do hlavního proudu větší v měření (Obr. 6.37) než ve výpočtu (Obr. 6.34a) a Obr. 6.35a)). V této souvislosti je třeba uvážit již výše zmíněnou odlišnost v parametrech proudu na modelu OK při měření a ve výpočtu. Již samotné vstupní parametry proudu do OK vykazují odlišnosti, například v různých vstupních úhlech α_1 pro měření a ve výpočtech (pro měření je $\alpha_1 = 60^\circ$ ve všech konfiguracích OK).



Obr. 6.37 Měřená poměrná obvodová rychlost za kolmým výstupem z OK a pro různé hodnoty poměrného průtoku a pro a) VŠ = 1.8 mm a b) VŠ = 3 mm, [17]

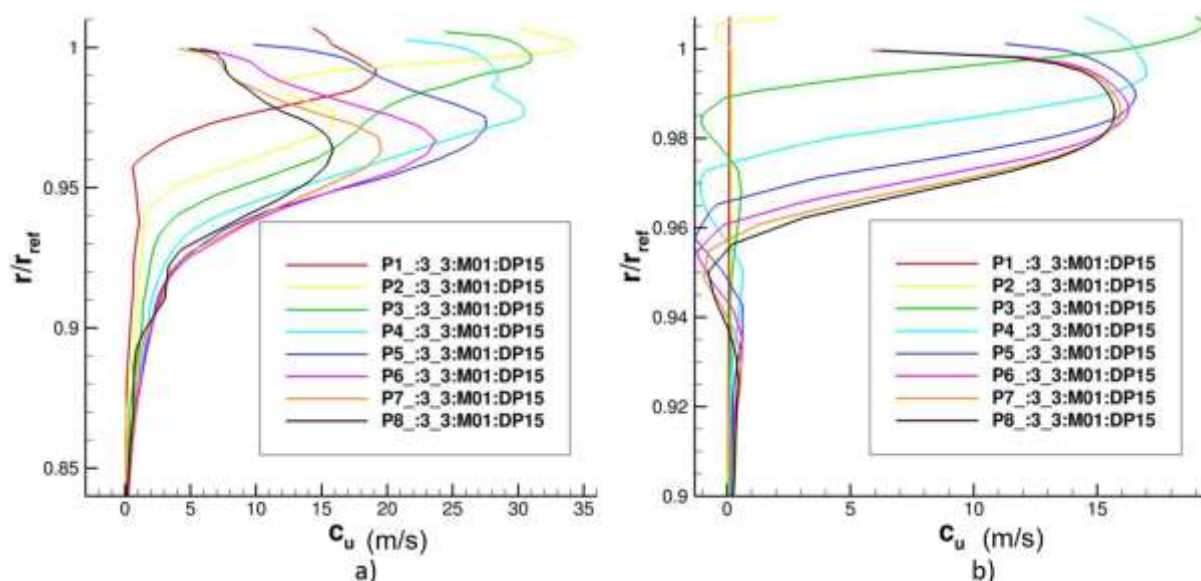
Porovnáme-li vypočtené obvodové rychlosti pro VÝŠ 3 mm (varianta 3-3) na Obr.6.34a), pro nízké Machovo číslo M_1 (M01, DP15, $Q_{IRC}/Q_1 = 10.4\%$, $dp = 12$ kPa) s průběhem obvodové rychlosti uvedeným na Obr.6.36a), pro vysoké M_1 (M06 DP15, $Q_{IRC}/Q_1 = 6\%$, $dp = 8$ kPa) je zde zřejmý diametrální rozdíl způsobený větším průtokem v OK a větším skutečným tlakovým spádem pro nízké M_1 . Současně je třeba vidět i relativně nízkou obvodovou rychlost poblíž vnějšího průměru kanálu pro nízké vstupní M_1 (Obr.6.34a)) ve srovnání s podstatně vyšší obvodovou rychlostí pro vysoké vstupní M_1 do OK (Obr.6.36a)). Je tedy zřejmé, že rozvíření na vstupu do obvodového kanálu se přenáší i na jeho výstup.

V měření se při změně tlakového spádu v OK, prostřednictvím přiváděného externího vzduchu, mění i průtok v OK (Q_{IRC}). Porovnáme-li měřené průběhy poměrné obvodové rychlosti na Obr.6.37, s uvážením Tabulky 6-2, je zřejmé, že vyšší tlakové spády v OK se promítnou v konfiguraci se VŠ 1.8 mm vyšší poměrnou obvodovou rychlosti ve srovnání s konfigurací se VŠ = 3 mm.

Tabulka 6.2 Data naměřená na modelu OK

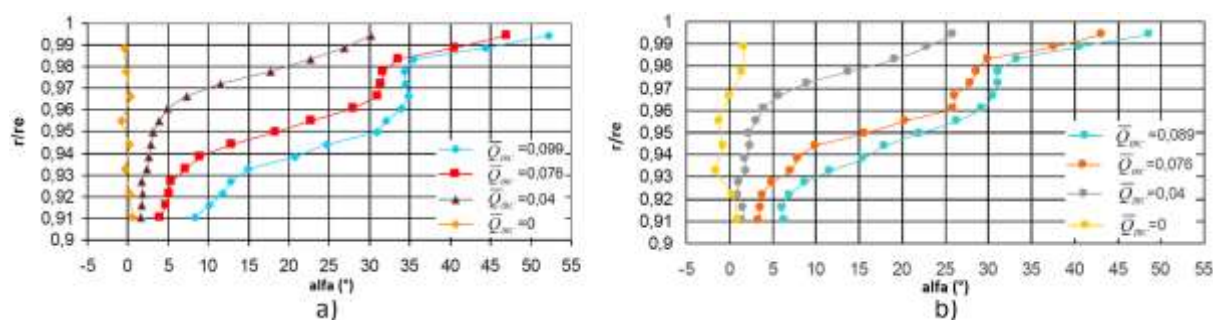
	VŠ 1.8 mm			VŠ 3 mm		
Q_{IRC}/Q_1 [-]	0.099	0.076	0.040	0.089	0.075	0.040
M_1 [-]	0.43	0.34	0.20	0.41	0.35	0.19
dp [-]	9.7	6.2	2.7	6.0	4.7	2.3

Vypočtené rozložení obvodové rychlosti v oblasti před kolem, při nízkých vstupních M_1 , pro kolmý a šikmý výstup z IRC je patrné z Obr. 6.38. Pro kolmý výstup z OK obvodová rychlost c_u od VÝŠ směrem ke kolu výrazně klesá, přičemž její průnik do hlavního proudu zůstává přibližně neměnný. Pro šikmý výstup z OK obvodová rychlost c_u v kanále od VÝŠ směrem ke kolu klesá poměrně málo, ale zvětšuje se její průnik do hlavního proudu.

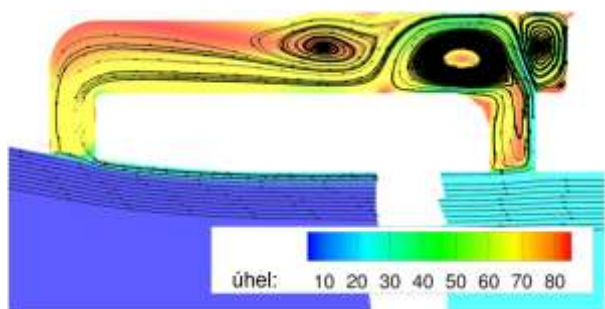


Obr. 6.38 Vypočtené obvodové rychlosti za a) kolmým výstupem, b) šikmým výstupem z OK, logika značení legendy odpovídá Obr. 6.33, [21]

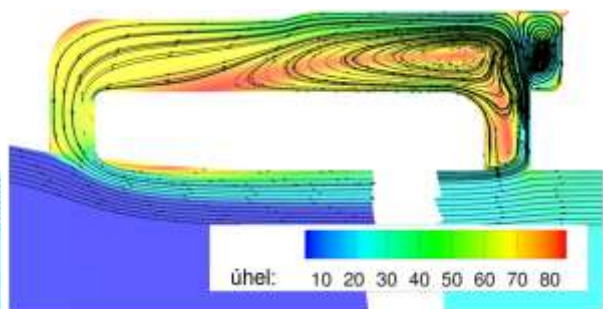
Podobně jako rozložení osových a obvodových rychlostí v oblasti před kolem kompresoru, bude důležité znát i rozložení úhlů proudícího vzduchu. Součástí vyhodnocení parametrů proudu měřených tříotvorovou sondou 4 mm za výstupem z OK (Obr.6.11) bylo i určení úhlů. Výsledné průběhy jsou pro VŠ 1.8 a 3 mm vyneseny na Obr.6.39. Porovnáme-li rozložení úhlů vystupujícího proudu z OK měřených pro VŠ 3 mm (Obr.6.39b)) s obrázky vypočteného proudění v hlavním a OK (Obr. 6.40 až Obr. 6.43), je zřejmá značná podobnost v rozložení úhlů v oblasti za výstupem z OK na vnějším průměru vstupního kanálu. Tedy velký úhel α je na vnějším průměru kanálu při velkém hmotnostním průtoku v OK (Obr.6.41 a Obr.6.43) a jeho velikost klesá při poklesu Q_{IRC}/Q_1 a to jak při vysokém vstupním Machově čísle M_1 (Obr. 6.40, Obr. 6.42), tak i při nízkých M_1 (Obr.6.42, Obr. 6.43) .



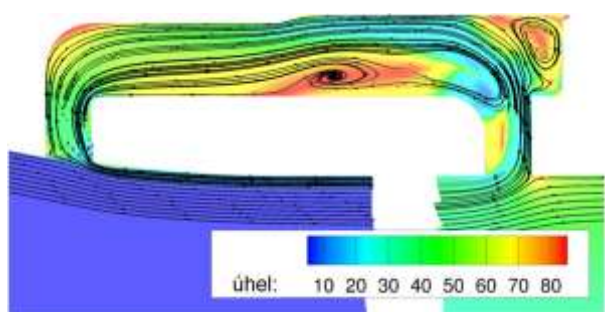
Obr. 6.39 Měřený úhel α za kolmým výstupem z OK a pro různé hodnoty poměrného průtoku a pro a) VŠ = 1.8 mm a b) VŠ = 3 mm, [17]



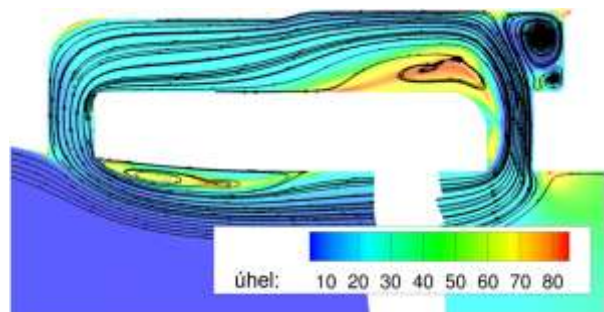
Obr. 6.40 Simulace proudění v OK, $V\check{S} = 3$ mm, $V\check{Y}\check{S} = 3$ mm, $M_1 = 0.63$, $\bar{Q}_{IRC} = 1.7\%$, $dp = 2.0$ kPa, $\alpha_1 = 27^\circ$, [22]



Obr. 6.41 Simulace proudění v OK, $V\check{S} = 3$ mm, $V\check{Y}\check{S} = 3$ mm, $M_1 = 0.69$, $\bar{Q}_{IRC} = 6.1\%$, $dp = 8.4$ kPa, $\alpha_1 = 31^\circ$, [22]



Obr. 6.42 Simulace proudění v OK, $V\check{S} = 3$ mm, $V\check{Y}\check{S} = 3$ mm, $M_1 = 0.11$, $\bar{Q}_{IRC} = 2.2\%$, $dp = 2.6$ kPa, $\alpha_1 = 41^\circ$, [22]



Obr. 6.43 Simulace proudění v OK, $V\check{S} = 3$ mm, $V\check{Y}\check{S} = 3$ mm, $M_1 = 0.16$, $\bar{Q}_{IRC} = 10.4\%$, $dp = 11.9$ kPa, $\alpha_1 = 28^\circ$, [22]

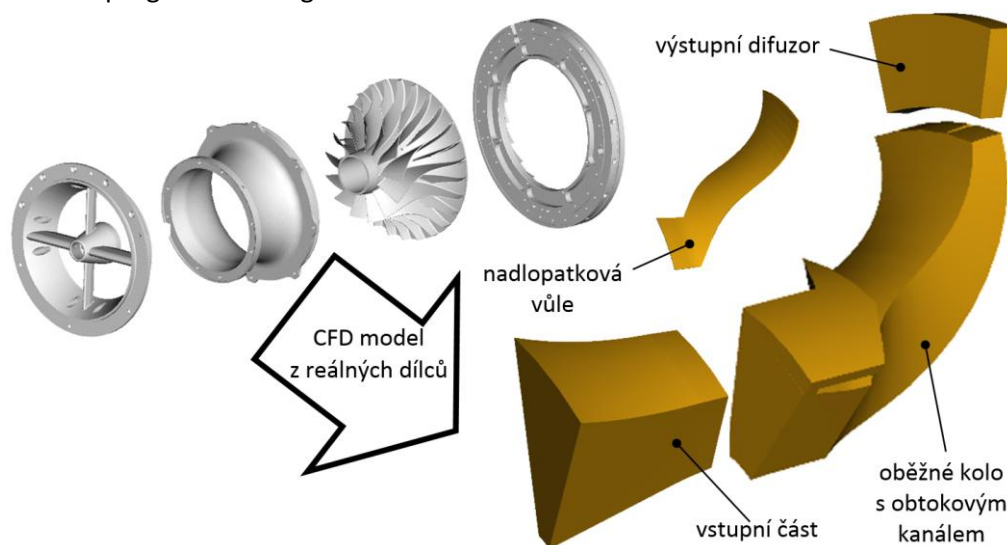
7 Numerická simulace proudění v obtokovém kanálu kompresoru

Numerické simulace prováděné na modelu OK a popsané v 6. kapitole této práce daly rámcovou představu o vlivu různé geometrie OK na hmotnostní průtok a ztráty v OK. Použitý výpočetní model ale vycházel z odhadu tlakového spádu dp v OK. Tlakový spád tak byl zadáván jako okrajová podmínka a i když jeho velikost byla kvalifikovaně odhadnuta na základě měření rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu oběžného kola kompresoru prováděném v PBS v letech 2010 - 11, jednalo se o určité zjednodušení. Stejně tak rozvíření generované oběžným kolem v místě VŠ bylo odhadováno na základě rozboru rychlostních trojúhelníků (Obr. 6.12). Za účelem přesnějšího popisu proudění v OK tak byl sestaven pokročilejší výpočetní model zahrnující 3D modely jak OK, tak i oběžného kola, což umožňuje simulovat jejich vzájemnou interakci. Tlakový spád v OK již není zadáván na základě kvalifikovaného odhadu, ale je dán skutečným rozložením statického tlaku po vnějším meridiánu oběžného kola kompresoru v daném provozním bodě. Podobně i průběh rychlostí ve VŠ není nutné zadávat jako okrajovou podmínku výpočtu ale je určen charakterem proudu v mezilopatkovém kanále oběžného kola.

7.1 Příprava a realizace simulace

7.1.1 Geometrický model a generování sítě

Použitý geometrický model vychází z geometrie skutečných dílců vstupní části, pláště kompresoru, oběžného kola a difuzoru (Obr. 7.1) doplněné o model OK, jenž vycházel z geometrie OK použitého při měření na modelu a následně instalovaného na kompresoru. Pro účely simulace proudění bylo nutné z modelu dílců (solid) vytvořit modely představující objem vzduchu (fluid). To lze dobře demonstrovat na příkladu oběžného kola, kde je nutné namodelovat objem vzduchu v mezilopatkových kanálech. Zjednodušeně je tak možné říci, že obrys dílce tvoří hranice vygenerovaného invertního objemu potřebného pro simulaci proudění. Zejména z důvodu jednodušší tvorby výpočetní sítě je již v této úvodní fázi výhodné geometrii rozdělit na části (Obr. 7.1). Tvorba geometrie je zpravidla prováděna s využitím CAD systému, neboť umožňuje, v porovnání s programy pro tvorbu sítě, širší paletu nástrojů pro úpravu ploch. Geometrie použitá pro provedené simulace byla vytvořena v programu ProEngineer.



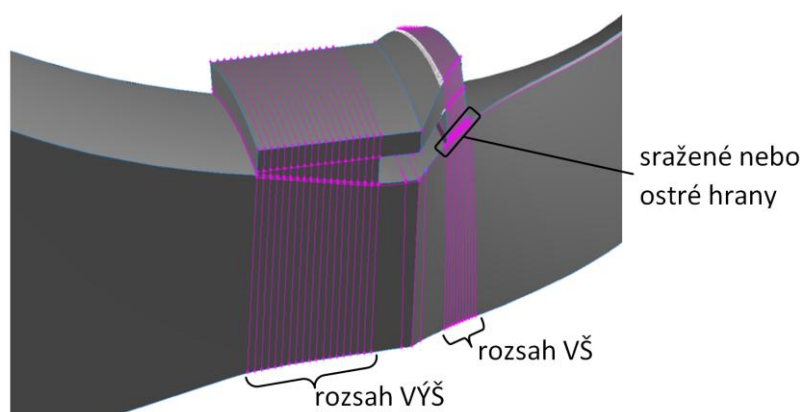
Obr. 7.1 Rozdělení výpočetního modelu na jednotlivé části

Snížení náročnosti řešené úlohy, vyšší stability výpočtu a další redukce počtu použitých prvků sítě bylo dosaženo tím, že nebyly modelovány lopatky difuzoru a radiální difuzor byl řešen pouze jako kanál, jenž měl vlastnosti bezlopatkového difuzoru. To sice neumožnilo porovnat celkové charakteristiky kompresoru s měřenými a tak bylo možné porovnávat vypočtené charakteristiky pouze mezi sebou. Na vyhodnocení průtoku a ztrát v OK toto uspořádání nemělo vliv.

Jelikož se počítalo se skutečností, že výpočet bude proveden pro celou řadu konfigurací OK, lišících se zejména šířkou VŠ, byla geometrie uzpůsobena již v průběhu jejího návrhu (Obr. 7.2). Změna jedné konfigurace OK za jinou tak byla otázkou aktivování či deaktivování příslušných domén bez nutnosti generování nové sítě. Díky tomuto uspořádání bylo možné v určitých rozsazích měnit níže uvedené parametry OK:

- šířku VŠ
- polohu VŠ vůči náběžné hraně lopatky oběžného kola
- ostré nebo sražené náběžné hrany VŠ
- šířku VÝŠ
- polohu VÝŠ vůči náběžné hraně lopatky oběžného kola

Současně bylo možné OK z geometrie úplně vypustit a analyzovat tak provedení bez OK, což bylo podstatné zejména z důvodu hodnocení vlivu OK na charakteristiku kompresoru a na průběhy rychlostí před vstupem do oběžného kola kompresoru.

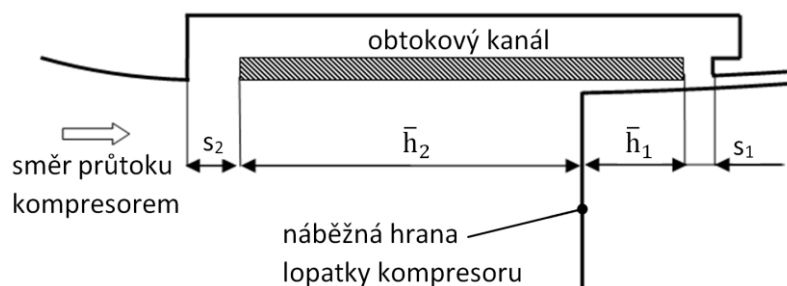


Obr. 7.2 Dělení výpočetní geometrie v oblasti VŠ a VÝŠ

Z celé matice možných konfigurací byly pro numerické simulace vybrány konfigurace uvedené v Tabulka 7.1. Jedná se o shodná provedení OK, jenž byly zkoušeny na modelu a následně na kompresoru. Vlivem výrobních tolerancí dílců pro měření nebylo možné dodržet přesné rozměry šířek VŠ a VÝŠ a tak docházelo k odchylkám až 0.2 mm, ale vzhledem k přesnostem měření i výpočtu se jedná o dostatečné přiblížení. Jednotlivé rozměry VŠ a VÝŠ jsou znázorněny na Obr. 7.3 a určeny dle vzorce (7.1).

Tabulka 7.1 Konfigurace OK uvažované v numerických simulacích

vstupní štěrbina (VŠ)			výstupní štěrbina (VÝŠ)	
s_1 [mm]	\bar{h}_1 [mm]	vstupní hrany	s_2 [mm]	\bar{h}_2 [mm]
1	0.092	ostré	3	0.292
2	0.092	ostré	3	0.292
2	0.092	sražené	3	0.292
3	0.092	ostré	3	0.292



Obr. 7.3 Symbolika značení jednotlivých rozměrů OK

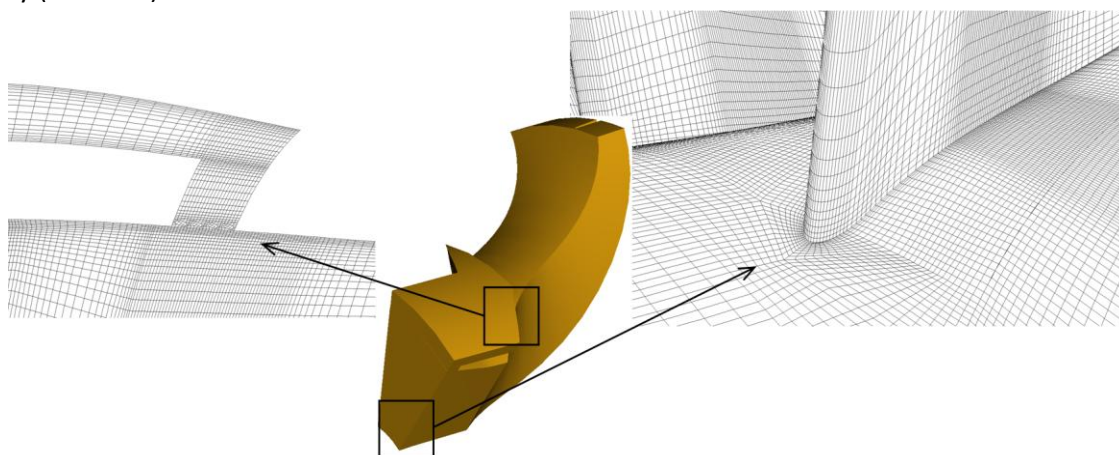
$$\bar{h}_{1,2} = \frac{h}{H}, [-] \quad (7.1)$$

kde: $\bar{h}_{1,2} [-]$ poměrná vzdálenosti VŠ nebo VÝŠ od NH lopatky kompresoru

h [m] skutečná vzdálenosti VŠ nebo VÝŠ NH lopatky kompresoru

H [m] délka lopatky oběžného kola

Protože byla použita strukturovaná výpočetní síť, byla geometrie modelu dále rozdělena na jednodušší geometrické tvary blízké kvádrům, neboť na nich nedochází k nadměrné deformaci prvků a vytvořená síť je tak kvalitnější (kapitola 6.4). Vlastní tvorba sítě pak probíhá tak, že jsou nejdříve vytvořeny prvky na jednotlivých hranách, následně je vytvořena síť na plochách a na závěr síť objemová. Při tvorbě strukturované sítě je nutné dodržet pravidlo, že počty prvků na protilehlých hranách a rovinách si musí být rovny. Příznivou vlastností strukturované sítě je možnost poměrně snadným způsobem řídit velikost a zahuštění prvků v blízkosti stěn a jejich postupný řízený růst do prostoru, kde již nejsou gradienty změny rychlosti proudu tak velké a neprojevuje se tak vliv mezní vrstvy (Obr. 7.4).



Obr. 7.4 Příklad vytvořené strukturované výpočetní sítě

Síť byla vytvořena v programu GAMBIT a i přes přijatá zjednodušení celkový počet prvků dosahoval hodnot od přibližně 1 000 000 pro provedení bez OK po přibližně 1 500 000 pro provedení s VŠ 3 mm. V závislosti na šířce VŠ se pak počet prvků pro jednotlivé konfigurace OK odlišoval. Hodnota skewnees (kapitola 4.6) pro nejhorší prvek sítě nabývala hodnoty 0.85. Před exportem sítě ve formátu „msh“ byly příslušným rovinám přiřazeny okrajové podmínky.

7.1.2 Nastavení řešiče

Výpočty byly prováděny s využitím řešiče ANSYS FLUENT, který patří ke komerčně nejrozšířenějším. Podstata numerického řešení byla již stručně popsána v rámci kapitoly 6.4. Po importu sítě je nutné provést řadu nastavení a definovat konkrétní hodnoty na okrajových podmínkách. Způsob nastavení jednotlivých veličin je pak detailně popsán v [23].

- Typ úlohy – Úloha byla řešena jako časově ustálená s „density based“ výpočetním schématem, jenž je vhodnější pro úlohy ve kterých se u použitého média předpokládá významná změna hustoty, což je právě případ stlačování v kompresoru. V porovnání s „pressure based“ schématem je sice časově náročnější, ale to je vyváženo vyšší stabilitou výpočtu.
- Definování vlastností média – Výpočet uvažuje se stlačitelností vzduchu – podmínka „ideal gas“; viskozita je definována s využitím podmínky „Sutherland“; ostatní fyzikální vlastnosti jsou ponechány v defaultním nastavení jako konstantní.
- Model turbulence – Na základě dlouhodobé praxe užívané v PBS pro výpočty odstředivých kompresorů byl použit k- ϵ model turbulence.
- Nastavení monitorů – Za účelem kontroly konvergence byly během jednotlivých iterací graficky vykreslovány průběhy celkového tlaku a teploty na výstupu z výpočetní oblasti a také hmotnostní průtoky jak v hlavním proudu, tak i v OK.
- Typ řešiče – Pro řešení úlohy byl použit ROE – FSD řešič, jenž poskytuje
- Kontrola konvergence – Míra konvergence byla sledována jednak pomocí reziduí a jednak prostřednictvím nastavených monitorů. Důraz je přitom více kladen na ustálení monitorů termodynamických veličin než na rezidua, neboť monitory jsou pro přesnost vyhodnocení výpočtu rozhodující.

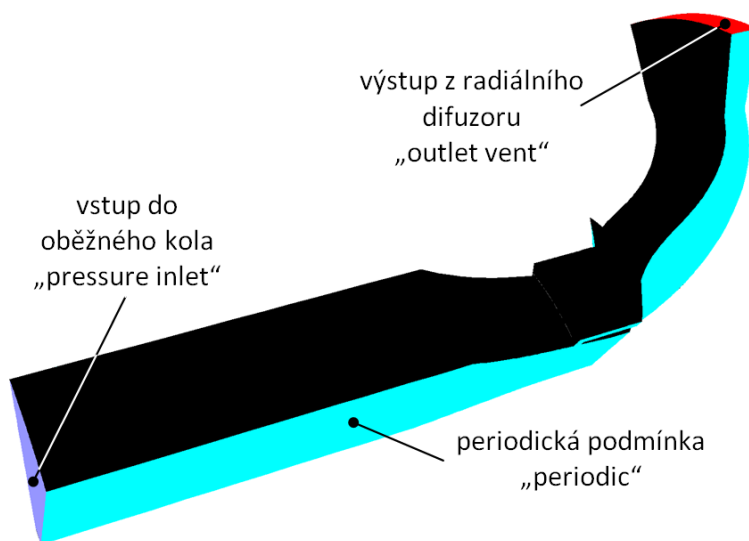
7.1.3 Nastavení okrajových podmínek výpočtu

Formulace řešené úlohy nevyžadovala komplikované zadávání okrajových podmínek, navíc ani nebyla použita podmínka „mixing plane“ pro rozhraní dvou výpočetních domén s přenosem kontinua. To znamenalo zjednodušení řešené úlohy, větší stabilitu a zvýšení rychlosti konvergence, navíc byly eliminovány chyby vznikající průměrováním proudových veličin na této podmínce. Použité okrajové podmínky jsou názorně zobrazeny na Obr. 7.5.

- Vstup do oběžného kola (okrajová podmínka „pressure inlet“) – Tato okrajová podmínka vyžaduje zadání celkového tlaku, teploty a intenzity turbulence. Ve všech počítaných bodech bylo uvažováno, že kompresor pracuje za podmínek Mezinárodní standardní atmosféry odpovídající nulové nadmořské výšce, tedy $p_{1c} = 101\,325\text{ Pa}$, $T_{1c} = 288.15\text{ K}$ (na tyto hodnoty byly redukovány dle (1.3) a (1.4) parametry kompresoru i v průběhu jeho zkoušek), intenzita turbulence byla odhadnuta o velikosti 3%.
- Výstup z radiálního difuzoru (okrajová podmínka „outlet vent“) – Tato okrajová podmínka umožňuje simulovat podobný provozní stav kompresoru ke kterému dochází při měření jeho charakteristik. Prostřednictvím zadávaného ztrátového součinitele K je kompresor škrcen na

výstupu, čímž se při konstantních otáčkách mění jeho výstupní tlak i průtok. Při výpočtu otáčkové větve kompresoru se nejprve začíná na maximálních průtocích v oblasti blízké aerodynamickému ucpání (minimální hodnota ztrátového součinitele) a jeho postupným zvyšováním se pracovní bod kompresoru přesouvá k minimálním průtokům do oblasti pumpáže (maximální hodnoty ztrátového součinitele). Každý kompresor se chová odlišně a tak nelze na počátku jednoznačně odhadnout (a to ani pro stejný kompresor, ale na jiných otáčkách), při jakých hodnotách ztrátového součinitele bude docházet k maximálnímu průtoku a při kterých k pumpáži. Je tedy nutné, v závislosti na poloze pracovního bodu kompresoru v jeho charakteristice, postupně zpřesňovat hodnotu ztrátového součinitele. V průběhu výpočtů byla hodnota ztrátového součinitele ve většině případů zadávána v rozmezí $K = 14 \div 30$ s krokem 1. Navíc tato podmínka ještě vyžaduje zadání intenzity turbulence (3%) a odhadované výstupní teploty. Tato teplota ale výpočet ovlivňuje pouze v případě, že se na výstupu vyskytuje zpětné proudění, jinak se výstupní teplota standardně dopočítává.

- Periodicita (okrajová podmínka „periodic“) - Osová symetrie řešené úlohy umožnila omezit výpočetní oblast na periodicky se opakující segment, jehož hranice jsou dány příslušnou úhlovou výsečí. Velikost vrcholového úhlu výseče je řízena počtem lopatek oběžného kola.
- Otáčky kompresoru (okrajová podmínka „moving reference frame“) – Otáčky kompresoru jsou definovány zadáním podmínky moving reference frame na fluid oběžného kola, přičemž otáčky jsou zadávány jako úhlová rychlost. Výpočtové simulace každé konfigurace OK byly provedeny pro celkem tři otáčkové větve kompresoru (91, 95 a 100%), což reprezentuje jeho nejběžnější provozní oblast.



Obr. 7.5 Znáznornění použitých okrajových podmínek

7.1.4 Postup řešení

V rámci numerických simulací byl pro každou výpočetní geometrii analyzován poměrně velký počet bodů, které se odlišovaly jednak otáčkami oběžného kola a jednak okrajovou podmínkou na výstupu z výpočetní oblasti, tedy hodnotou ztrátového součinitele. Matice všech vypočtených bodů je uvedena v Tabulka 7.2. Z celé matice bylo pro vyhodnocení charakteristik OK možno použít pouze ty vypočtené body, kde vzduch v OK proudí z oblasti záběrníku do vstupu kompresoru a které jsou v tabulce podbarveny modrou barvou. U vypočtených bodů s vyššími hodnotami ztrátového

součinitele zase nebylo možné dosáhnout ustáleného řešení, neboť i práce skutečného kompresoru je v této oblasti nestabilní, což se projevovalo i na stabilitě výpočtu.

Tabulka 7.2 Přehled bodů analyzovaných v rámci numerických simulací

Ot. [%]	VŠ [mm]	Ztrátový součinitel K																																		Suma
		10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34										
91	0							x	x	x	x	x	x	x	x	x																		9		
	1							x	x	x	x	x	x	x	x	x																		9 (5)		
	2					x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x																		11 (7)		
	2, SNH						x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x																	11 (7)		
	3					x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x																		11 (8)		
95	0									x	x	x	x	x	x	x	x	x																9		
	1										x	x	x	x	x	x	x	x																8 (6)		
	2	x								x	x		x	x	x	x	x	x	x															10 (6)		
	2, SNH								x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x															11 (7)		
	3									x	x	x		x	x	x	x	x																8 (3)		
100	0							x		x		x		x		x		x	x	x														8		
	1										x	x	x	x	x	x	x	x	x	x														11 (4)		
	2	x										x	x		x	x	x	x	x	x	x													12 (5)		
	2, SNH												x	x	x	x	x	x	x	x	x	x												10 (6)		
	3													x	x	x		x		x	x	x												7 (6)		
Celkem																																		145 (70)		

Výpočet nebyl pro každý z uvedených bodů spuštěn od počátku, to bylo pouze v případě, kdy byla pro výpočet použita geometrie s jinou šířkou VŠ. Pro každou novou geometrii tak byl nejprve kompletně spočítán a ustálen jeden bod, ze kterého byly pomocí změny okrajových podmínek (otáčky a ztrátový součinitel) dopočítány ostatní body. Díky takto zvolenému postupu bylo dosaženo nejen výrazné úspory výpočetního času, ale i dobré stability řešení. Spouštění výpočtu nového bodu od počátku je totiž proces poměrně časově náročný a náchylný k nestabilitě řešení. Na základě předchozích zkušeností s numerickými analýzami odstředivých kompresorů byl pro úvodní výpočet zvolen postup, kdy:

- Výpočet byl spuštěn pro nízké otáčky kompresoru představující přibližně 1/20 jeho provozních otáček. Postupnými kroky se po každých 50-ti iteracích otáčky zvyšovaly až do doby, kdy bylo dosaženo provozních otáček.
- Výpočet byl spuštěn na první řád přesnosti řešiče („First Order Upwind“). Teprve až bylo dosaženo provozních otáček kompresoru a výpočet byl částečně ustálen, bylo řešení přepnuto na druhý řád přesnosti („Second Order Upwind“).
- Výpočet byl spuštěn s nízkou hodnotou „Courantova čísla“, která se zvyšovala až po dosažení provozních otáček kompresoru a přepnutí řešiče na druhý řád přesnosti. Postupným zvyšováním Courantova čísla docházelo k růstu rychlosti konvergence, ale za cenu nižší stability řešení. Jelikož byl výpočet v této fázi již částečně ustálen, bylo i přesto dosaženo ustáleného řešení.

Zadávání výše popsaného postupu obsluhou přímo z klávesnice by vyžadovalo neustálý dohled nad řešenou úlohou, proto je velmi výhodné použití tzv. „journal“ souborů. Prostřednictvím těchto souborů je možné, s využitím definovaných příkazů, naprogramovat postup celého výpočtu (otevření souboru, zadání okrajových podmínek, změna parametrů řešiče, počet iterací, uložení souboru,

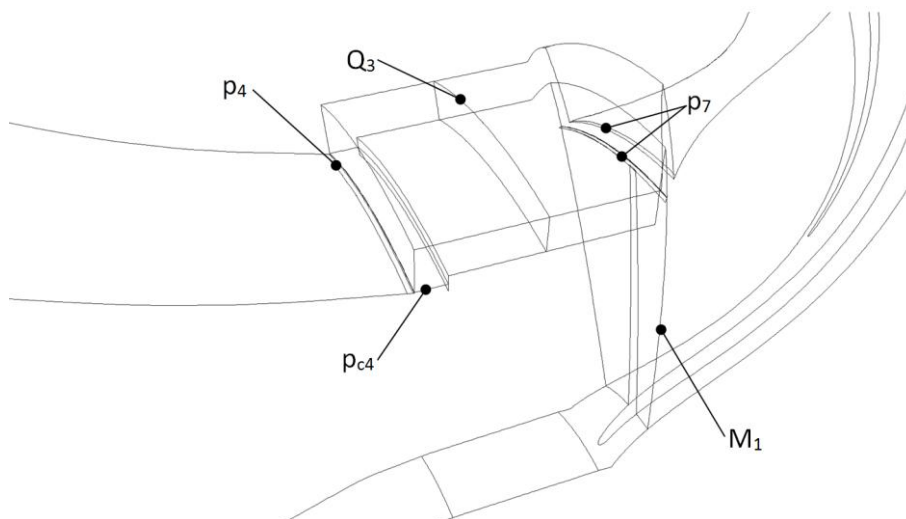
apod.). Po následném načtení „journal“ souboru do prostředí ANSYS FLUENT, jsou jednotlivé operace prováděny v zadaném sledu bez nutnosti dalšího zásahu obsluhy. „Journal“ soubory se s výhodou používají i v případě, kdy jsou z úvodního bodu postupně počítány body další. Je tak možné nadefinovat výpočet na delší časový úsek a pro několik bodů, lišících se zadanými okrajovými podmínkami, seřazených za sebou bez nutnosti dalšího nastavování.

7.2 Vyhodnocení numerických simulací

Vyhodnocování jednotlivých vypočtených bodů uvedených v Tabulka 7.2, bylo průběžně prováděno již v průběhu numerických simulací. Na základě toho pak bylo rozhodováno o následném postupu a o reálnosti výpočtu dalších bodů dané otáčkové větve.

Vyhodnocení všech bodů znamenalo práci s poměrně velkým objemem dat, obzvláště v případě průběhů rychlostí ve vstupním kanálu oběžného kola, proto byly pro výpis a ukládání dat rovněž využity „journal“ soubory. Samotné zpracování dat a tvorba grafů již probíhala v prostředí běžného tabulkového editoru.

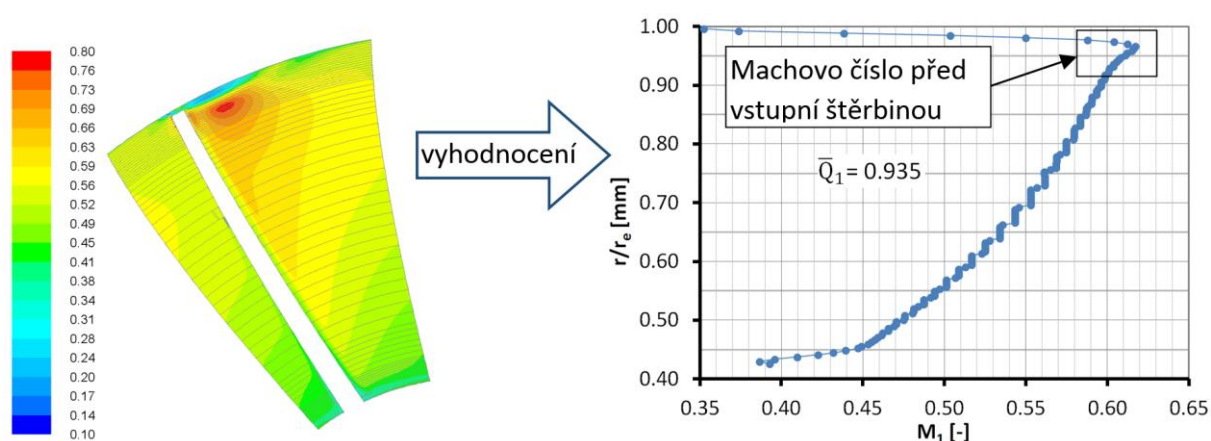
Pro určení hmotnostního průtoku a ztrát v OK bylo nutné definovat vyhodnocovací roviny (Obr. 7.6), na kterých byly vyhodnocovány následující veličiny:



Obr. 7.6 Umístění rovin pro vyhodnocení parametrů OK

- Statický tlak v okolí VŠ p_7 – byl vyhodnocen jako průměrná hodnota statických tlaků na vnějším meridiánu kompresoru v místech těsně před a za VŠ (Obr. 7.6). Tlaky byly vyhodnoceny s použitím podmínky „Area Weighted Average“ (plošně vážený průměr), která je určena pro vyhodnocení termodynamických veličin na stěnách.
- Statický tlak v místě výstupní štěrbiny p_4 – byl vyhodnocen jako hodnota statického tlaku na vnějším meridiánu kompresoru v místě těsně před (po směru nasávaného proudu vzduchu) VÝŠ (Obr. 7.6), opět vyhodnoceno s využitím podmínky „Area Weighted Average“ (plošně vážený průměr).
- Celkový tlak v místě výstupní štěrbiny p_{c4} – byl určen v řezu VÝŠ v místě těsně před jejím vyústěním do vstupního kanálu kompresoru (Obr. 7.6), tlak by vyhodnocen s využitím podmínky „Mass Weighted Average“ (hmotnostně vážený průměr), která je pro vyhodnocení celkového tlaku více reprezentativní.
- Průtok vzduchu v hlavním proudu Q_1 – Byl určen s využitím podmínky „Mass Flow Rate“ (hmotnostní průtok) na řezu vstupem do oběžného kola (Obr. 7.6).

- Průtok vzduchu v OK Q_{IRC} – Byl stanoven pomocí podmínky Mass Flow Rate (hmotnostní průtok) z vyhodnocovací roviny vedené OK (Obr. 7.6).
- Machovo číslo před VŠ M_1 – Bylo určeno z rozložení Machových čísel na řezu hlavním kanálem kompresoru těsně před VŠ. Postup je schematicky znázorněn na Obr. 7.7. Rovina je pomocí radiálních řezů rozřezána na úzké pásy, na nichž jsou s využitím podmínky „Area Weighted Average“ vyhodnoceny dílčí hodnoty Machova čísla. Z těchto hodnot je následně sestaveno rozložení po výšce mezilopatkového kanálu. Jako Machovo číslo proudu vstupujícího do VŠ OK je uvažována hodnota na špičce vykresleného průběhu (Obr. 7.7).



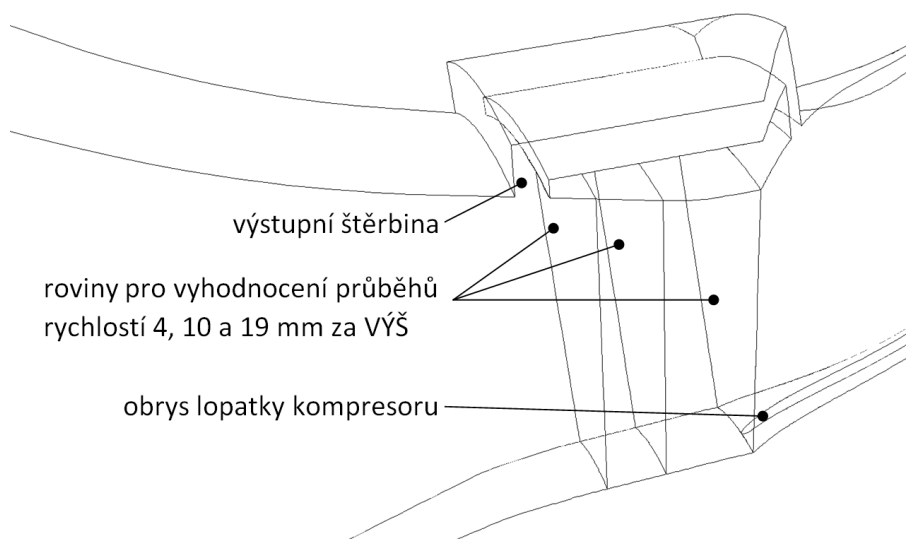
Obr. 7.7 Způsob vyhodnocení Machova čísla před VŠ

- Celkový tlak v místě VŠ p_{c7} – je vypočten ze známých hodnot statického tlaku p_7 a Machova čísla M_1 v tomto místě s využitím vzorce:

$$p_{c7} = \frac{p_7}{\left(\frac{1}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_1^2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}, [Pa] \quad (7.2)$$

kde: κ [-]Poissonova konstanta (pro vzduch $\kappa = 1.4$)

Parametry proudu za výstupem z OK byly určeny ve třech řezech umístěných v hlavním kanálu kompresoru vzdálených 4, 10 a 19 mm za VŠ po směru proudu (Obr. 7.8). Rovina vzdálená 19 mm je totožná s rovinou náběžných hran lopatek oběžného kola kompresoru. Rozložení parametrů na jednotlivých rovinách bylo vyhodnoceno shodným postupem jako Machovo číslo M_1 (Obr. 7.7). Roviny byly rozřezány na jednotlivé pásy, na kterých byly podmínkou „Area Weighted Average“, vyhodnoceny hodnoty osových a obvodových rychlostí, z nichž byl následně sestaven příslušný průběh v závislosti na radiální souřadnici kanálu.



Obr. 7.8 Znázornění rovin pro vyhodnocení parametrů za výstupem z OK

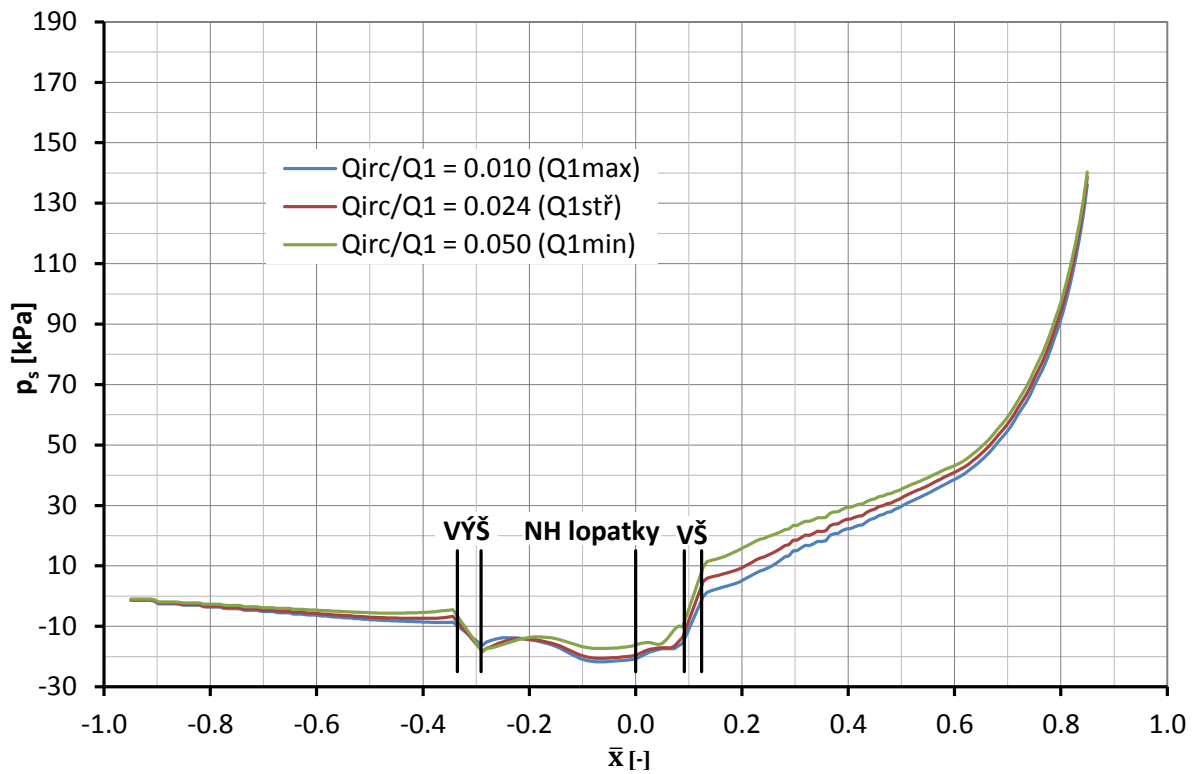
7.2.1 Statický tlak po vnějším meridiánu kompresoru

Z rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu oběžného kola kompresoru je určen tlakový spád v OK. Pro představu jak se tlakové rozložení mění pro různé provozní body kompresoru na větvi konstantních otáček a pro porovnání jak se mění pro různé otáčkové větve, bylo pro každý vypočtený bod vyneseno jeho rozložení podél axiální souřadnice. Hlavní pozornost byla věnována především rozložení v oblasti VŠ a VÝŠ OK, kde jsou vyhodnocovány tlaky p_7 a p_4 , které určují tlakový spád v OK.

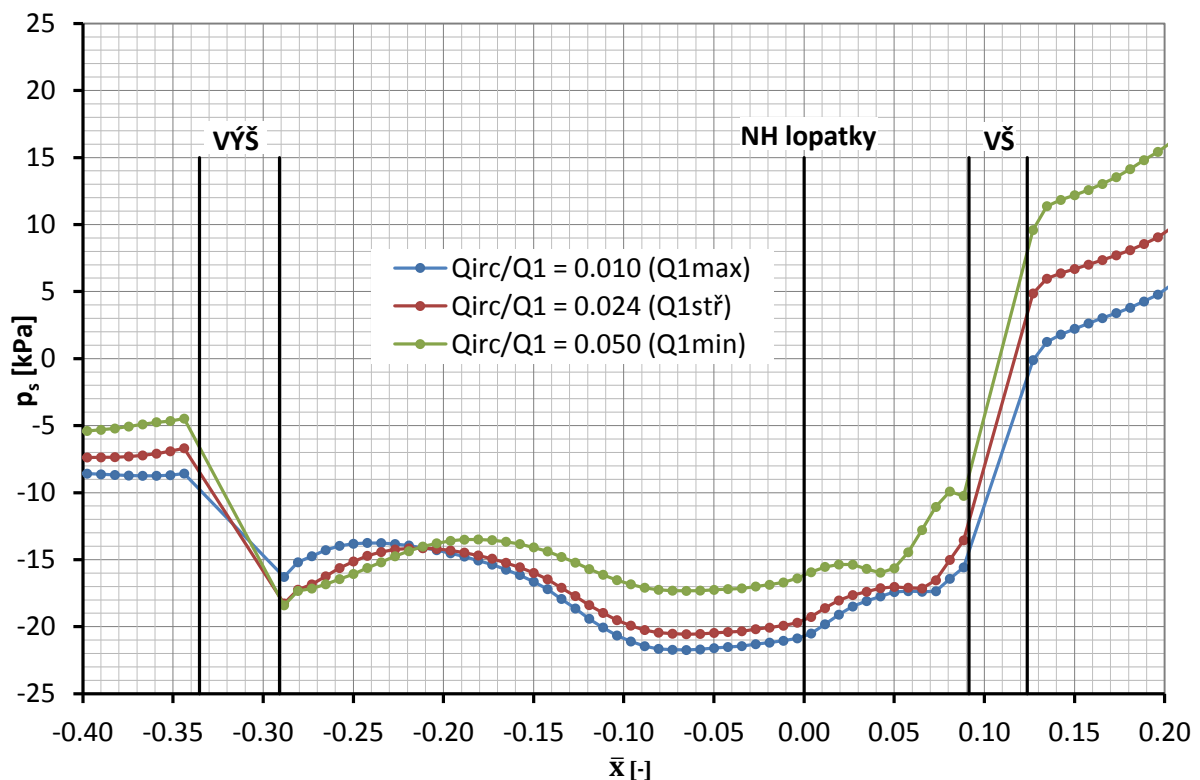
Příklad rozložení statického tlaku pro konstantní otáčky kompresoru 91% a šířku VŠ 2 mm je uveden na Obr. 7.9 v okolí štěrbin OK pak detailně na Obr. 7.10. Pro otáčky 95 a 100% jsou průběhy uvedeny v Příloze 1. Jednotlivé křivky diagramu představují provozní body kompresoru při malém, středním a maximálním průtoku v OK. Rozdíly ale nejsou příliš velké a to ani v případě, pokud mezi sebou porovnáváme průběhy pro různé otáčkové větve. V oblasti vstupu do kompresoru jsou statické tlaky téměř totožné a rozdíly jsou patrné až na výstupu z oběžného kola, což je dáno růstem stlačení se zvyšujícími se otáčkami kompresoru. Z uvedeného rozložení statických tlaků je také zřejmé, že v OK jsou nízké tlakové spády, jež korespondují s velkými průtoky kompresorem a naopak. Tyto tlakové spády se pohybují v jednotkách kPa a to nezávisle na otáčkách, což je také příčinou nižších průtoků v OK.

7.2.2 Machovo číslo před vstupní štěrbinou

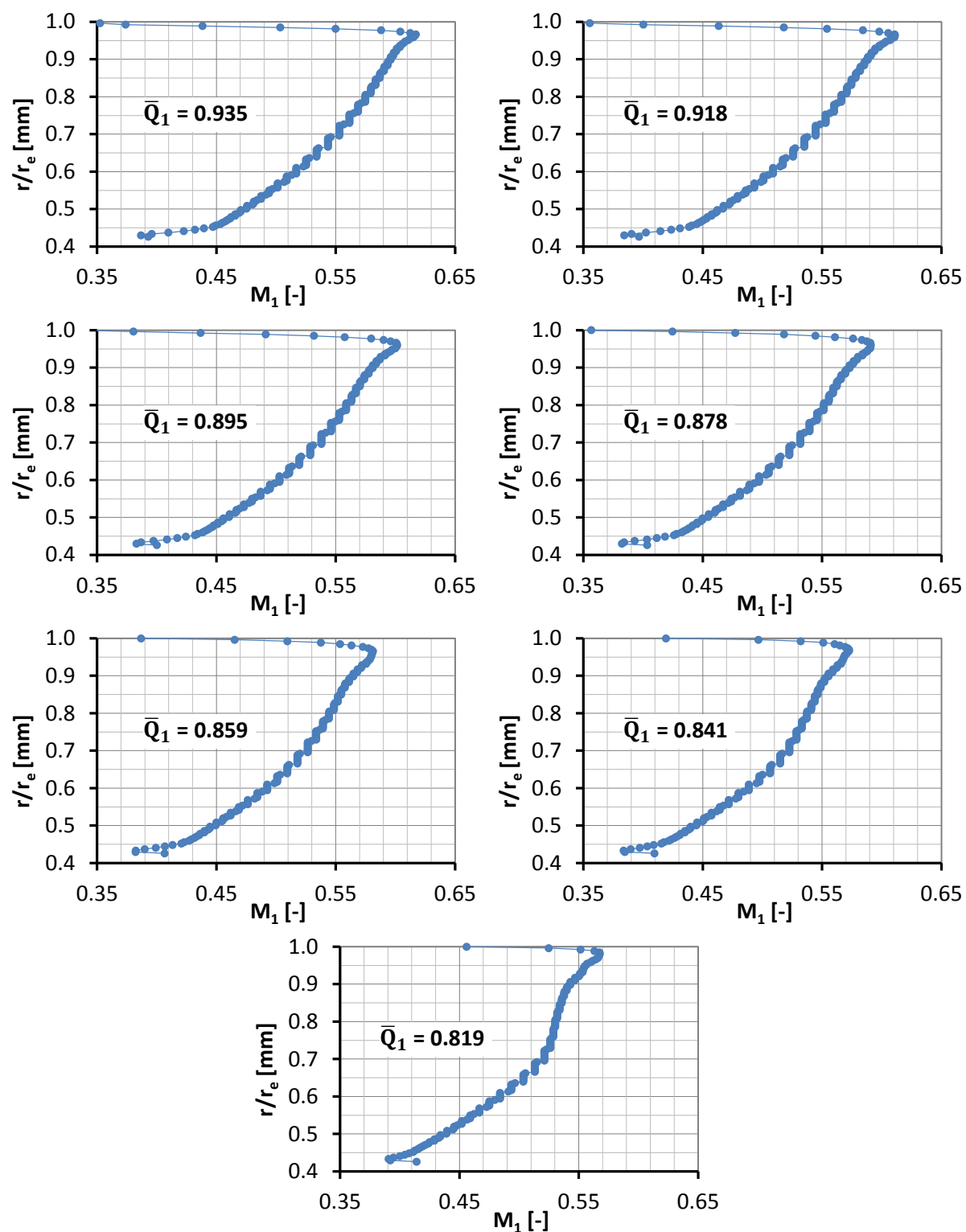
Závislost Machova čísla na průtoku vzduchu kompresorem a jeho otáčkách byla zkoumána pro všechny analyzované provozní body kompresoru. Na Obr. 7.11 jsou uvedeny průběhy Machova čísla pro konstantní otáčky kompresoru 91% a postupně klesající průtok kompresorem až po dosažení pumpovní hranice, vyhodnoceného dle postupu popsaného v úvodní části kapitoly 7.2. Průběhy Machova čísla pro otáčky 95 a 100% jsou uvedeny v Příloze 2. Ze vzájemného porovnání je zřejmé, že jak tvar průběhu, tak ani absolutní hodnoty Machových čísel pro různé provozní podmínky a průtok vzduchu kompresorem se od sebe příliš neliší a pohybují se kolem hodnoty $M_1 = 0.6$. Určitá deformace průběhu nastává u stěny kompresorového kanálu v blízkosti pumpovní hranice, kde dochází k lokálnímu nárůstu rychlosti proudu, zatímco ve střední části kanálu rychlost klesá.



Obr. 7.9 Rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru s OK, VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, pro otáčky kompresoru 91% a různé poměrné průtoky v OK



Obr. 7.10 Detail rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru v oblasti OK, VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, pro otáčky kompresoru 91% a různé poměrné průtoky v OK



Obr. 7.11 Průběhy Machových čísel před VŠ pro různé průtoky vzduchu kompresorem při konstantních otáčkách 91%

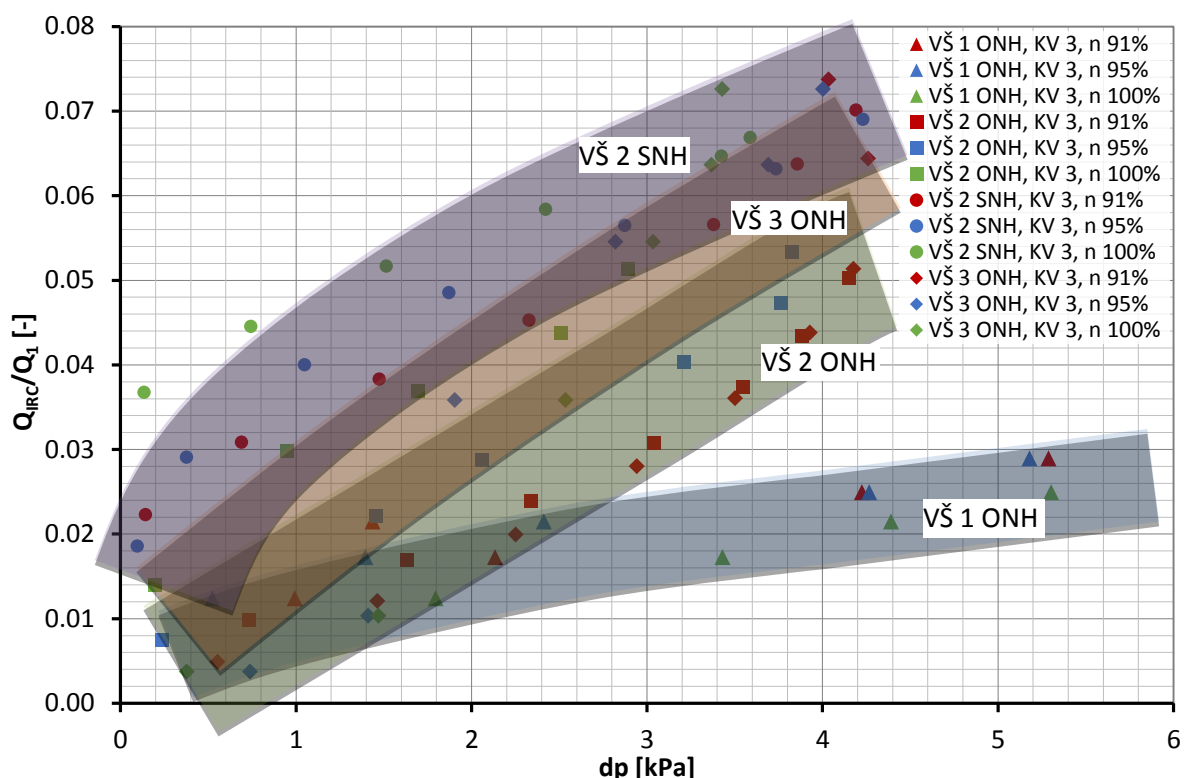
7.2.3 Průtok v obtokovém kanálu

Průtok v OK, jako parametr nejlépe popisující jeho vlastnosti, byl pro různé konfigurace, vyhodnocen, v závislosti na tlakovém spádu mezi VŠ a VÝŠ $Q_{IRC}/Q_1 = f(dp)$, kde:

$$dp = p_7 - p_4, [\text{kPa}] \quad (7.3)$$

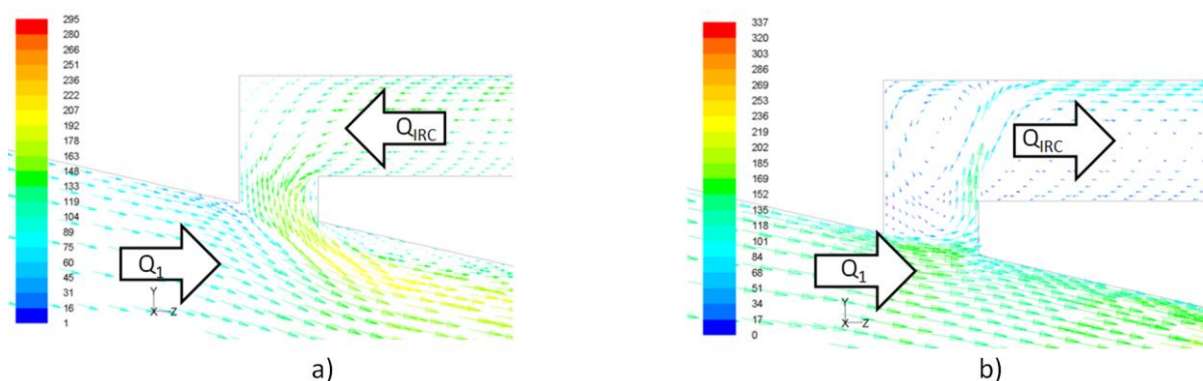
Vyhodnocení pro celou matici vypočtených bodů, ve kterých bylo dosaženo kladného tlakového spádu (tlak v oblasti VŠ je vyšší než v oblasti VÝŠ), je uvedeno na Obr. 7.12. Z vyhodnocení je zřejmé, že v případě VŠ 1 mm bylo dosaženo, i pro největší tlakové spády ze všech analyzovaných bodů, poměrně malého průtoku v OK, který je výrazně nižší než u konfigurací s VŠ 2 a 3 mm. Mezi VŠ 2 a 3 mm nejsou významné rozdíly a jednotlivé body se téměř prolínají. Jednoznačně pozitivně se projevila poměrně nevýrazná úprava v podobě sražení hran VŠ na $0.5 \times 45^\circ$. Díky této úpravě došlo k výraznému nárůstu průtoku, který ve výpočtu vychází vyšší než je tomu u VŠ s šířkou 3 mm při stejném tlakovém spádu.

Pokud hodnotíme vliv otáček kompresoru, tak je zřejmé, že průběhy pro jednotlivé otáčky mají podobný trend, ale se zvyšujícími se otáčkami jsou posunuty směrem k vyšším průtokům v OK. U štěrbin s šířkou 1 mm není vliv otáček nijak výrazný a jednotlivé body leží téměř na sobě. Mnohem výraznější rozdíly jsou pak u VŠ s větší šířkou. Zde se průběhy pro jednotlivé otáčky navzájem prolínají a je obtížné je od sebe jednoznačně rozlišit.



Obr. 7.12 Závislost poměrného průtoku v OK na tlakovém spádu pro jeho jednotlivé konfigurace a provozní otáčky kompresoru vyhodnocené z numerických simulací.

V kapitole 3.5 byl uveden teoretický předpoklad o směru proudění v OK v oblasti maximálních průtoků kompresorem (aerodynamické ucpání) a naopak v oblasti blízké pumpovní hranici. Tento předpoklad byl potvrzen i prostřednictvím provedených numerických simulací [24]. Pokud se analyzovaný provozní bod nacházel v oblasti vyšších průtoků kompresorem, tak tlakový spád v OK byl záporný a vzduch proudil ze vstupu do záběrníku kompresoru, Obr. 7.13 b). Při pohybu po větvi konstantních otáček od vysokých směrem k nízkým průtokům se tlakový spád změnil na kladný a vzduch v OK přetékal ze záběrníku kompresoru do vstupu, Obr. 7.13 a). Tím také dochází k ovlivnění úhlu proudu před oběžným kolem, což je podstata vlivu OK na parametry kompresoru.



Obr. 7.13 Proudění výstupní štěrbinou OK v a) oblasti malých průtoků kompresorem (v blízkosti pumpovní hranice), b) v oblasti maximálních průtoků kompresorem (v blízkosti aerodynamického ucpání)

7.2.4 Ztráty v obtokovém kanálu

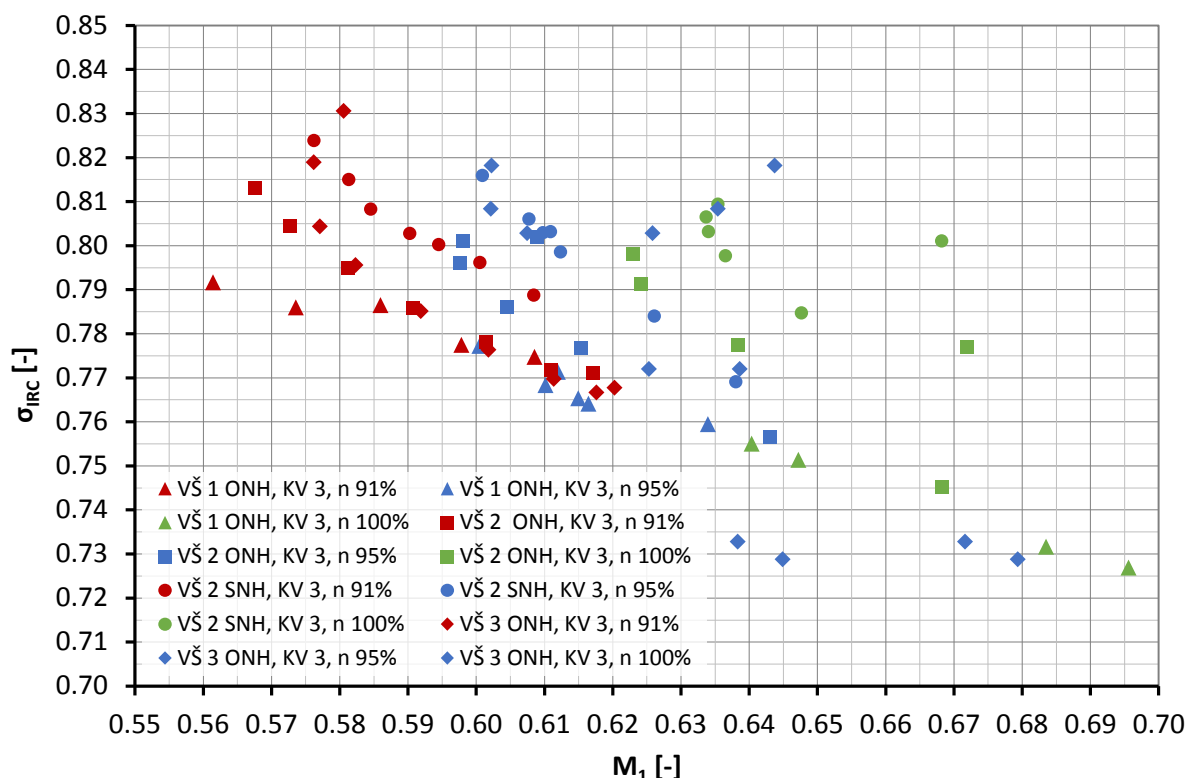
Jednotlivé konfigurace OK lze dále hodnotit prostřednictvím jeho ztrát reprezentovaných součinitelem zachování celkového tlaku v závislosti na Machově čísle proudu vstupujícího do OK, $\sigma_{IRC} = f(M_1)$, kde:

$$\sigma_{IRC} = \frac{p_{c,4}}{p_{c,7}}, [-] \quad (7.4)$$

Vyhodnocení pro jednotlivé konfigurace OK, otáčky kompresoru a provozní body je uvedeno na Obr. 7.14. V důsledku toho, že se Machovo číslo před VŠ mění pouze v úzkém rozsahu, jsou jednotlivé body nahuštěny. Nicméně i přesto jsou patrné trendy, kdy pro vyšší hodnoty Machova čísla ve VŠ jsou v OK generovány vyšší ztráty, hodnota součinitele zachování celkového tlaku σ_{IRC} je tak nižší. Tím byl potvrzen obecný předpoklad, že s růstem rychlosti proudu rostou i ztráty.

Vliv jednotlivých šířek VŠ lze hodnotit jen obtížně, přesto je ale zřejmé, že VŠ o šířce 1 mm generuje vyšší ztráty (σ_{IRC} je nižší) než je tomu v případě VŠ s šířkami 2 a 3 mm. Opět se projevuje jednoznačně pozitivní vliv sražených hran u VŠ s šířkou 2 mm, která má ztráty téměř stejné jako štěrbina s šířkou 3 mm.

Obecně je ale možné konstatovat, že jak rozdíly ve ztrátách mezi jednotlivými konfiguracemi OK, tak i rozdíly mezi jednotlivými otáčkami kompresoru jsou malé a v typické provozní oblasti kompresoru se pohybují řádově v jednotkách procent a na průběh charakteristiky kompresoru se nemusí projevit.



Obr. 7.14 Závislost součinitele zachování celkového tlaku na Machově číslo před VŠ pro jednotlivé konfigurace OK a provozní otáčky kompresoru vyhodnocená z numerických simulací

7.2.5 Průběhy rychlostí za výstupem z obtokového kanálu

Vyhodnocení průběhů rychlostí ve vstupu do kompresoru za VÝŠ je významné zejména za účelem hodnocení vlivu OK na proud vzduchu nabíhající na lopatky oběžného kola kompresoru. Za tímto účelem byly sledovány průběhy osových a obvodových rychlostí vynášené v závislosti na poměrné radiální souřadnici kanálu pro všechny analyzované body kompresoru vybaveného různými konfiguracemi OK. Průběhy osových i obvodových rychlostí byly vyneseny s ohledem na možnost sledování:

- Změny průběhu rychlosti v závislosti na umístění vyhodnocovací roviny (4, 10 a 19 mm za VÝŠ) a otáčkách kompresoru pro konstantní průtok v OK.
- Změny průběhu rychlosti v závislosti na umístění vyhodnocovací roviny (4, 10 a 19 mm za VÝŠ) a průtoku OK (střední a maximální) pro konstantní otáčky kompresoru.
- Změna průběhu rychlosti v závislosti na konfiguraci OK a porovnání s průběhem rychlostí na kompresoru bez OK.

Vliv umístění vyhodnocovací roviny a otáček kompresoru byl sledován pro přibližně střední a maximální průtok v OK pro danou šířku VŠ. Na Obr. 7.15 jsou uvedeny průběhy osových rychlostí pro střední průtok, zatímco na Obr. 7.16 pro maximální průtok štěrbinou o šířce 2 mm. Průběhy pro ostatní šířky VŠ jsou uvedeny v Příloze 3.

Z průběhů osových rychlostí je zřejmý postupný nárůst v závislosti na umístění vyhodnocovací roviny blíže k náběžným hranám lopatek oběžného kola, což je způsobeno konfuzorním tvarem vstupního kanálu kompresoru.

Výstup vzduchu z OK se projeví změnou velikosti osových rychlostí u vnějšího meridiánu kompresoru. Tato změna je nejvíce patrná na rovině umístěné nejbližší za VÝŠ. Dále po směru proudu se osových rychlostí již částečně vyrovnávají a až na absolutní hodnoty rychlostí si jsou tvary velmi podobné. Mnohem výraznější je to v případě konfigurací OK s VŠ 3 mm nebo 2 mm se sraženými

hranami, kde jsou dosahovány vyšší průtoky v OK. Proud vzduchu, vystupující z VÝŠ, zdeformuje průběh rychlostí v hlavním proudu natolik, že dojde k vytvoření výrazné špičky. Naopak u konfigurace s VŠ o šířce 1 mm je v důsledku malého průtoku v OK takovéto ovlivnění téměř nezatelné (Obr. 7.16).

Průběhy obvodových rychlostí jsou pro šterbinu 2 mm a střední průtok v OK uvedeny na Obr. 7.17, pro maximální průtok v OK potom na Obr. 7.18. Ostatní šířky VŠ jsou uvedeny v Příloze 3. Ze vzájemného porovnání všech průběhů je zřejmé, že obvodová rychlost se objevuje pouze v poměrně malé vzdálenosti od stěny vstupního kanálu kompresoru a i pro nejvyšší průtoky v OK ovlivňuje pouze vnějších 7% průměru vstupního kanálu a pro průtoky nižší ještě výrazně méně.

Velikost obvodové rychlosti je výrazně závislá na průtoku v OK a vzdálenosti za VÝŠ. Zatímco pro konfiguraci OK s VŠ šířky 1 mm se vliv obvodové rychlosti na úhel proudu na rovině náběžných hran lopatek kompresoru téměř neprojevuje (Příloha 3), tak zejména pro šterbiny s šířkou 2 mm se sraženými hranami a 3 mm je velikost obvodové rychlosti dostatečná k tomu, aby ovlivnila úhel proudu vstupujícího do kompresoru (Příloha 6).

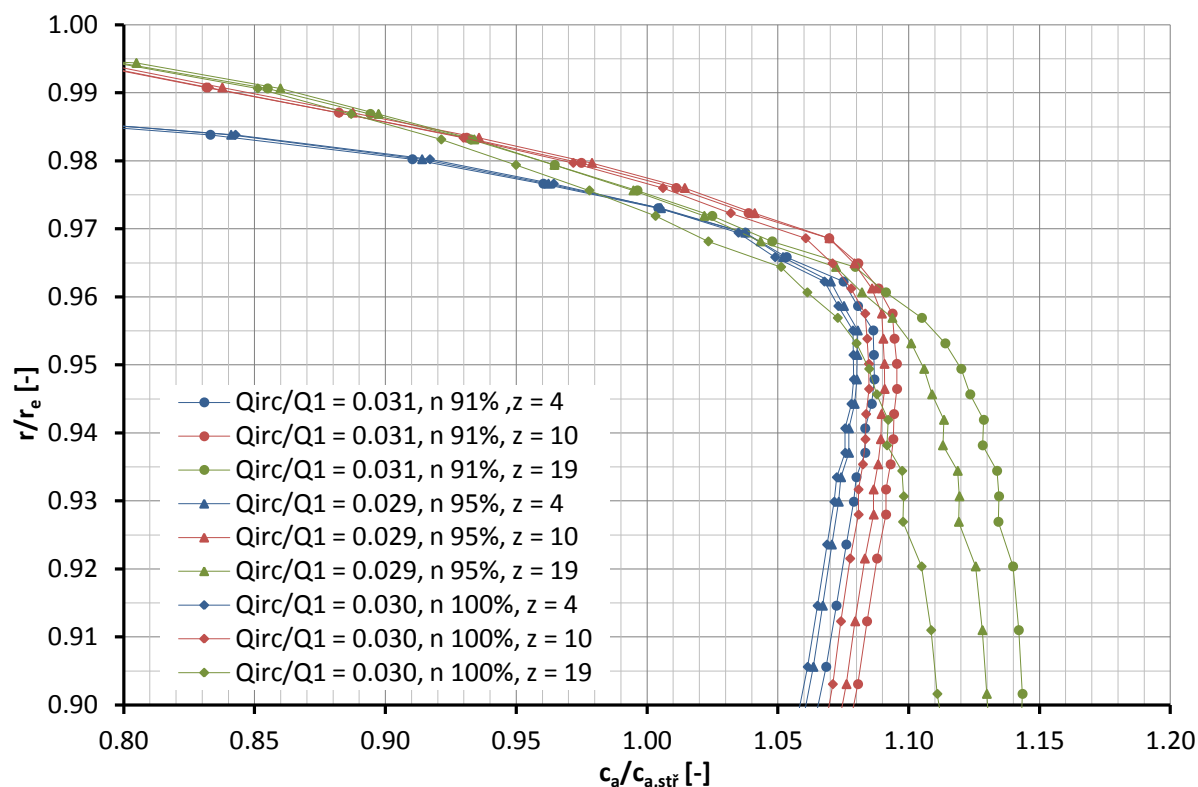
Vliv umístění vyhodnocovací roviny a průtoku v OK byl sledován pro jednotlivé šířky VŠ a otáčky kompresoru. Průběhy osových a obvodových rychlostí pro VŠ šířky 2 mm a otáčky kompresoru 91, 95 a 100% jsou uvedeny na Obr. 7.19 až Obr. 7.24. Pro ostatní šířky VŠ a otáčky kompresoru jsou uvedeny v Příloze 4.

Pokud mezi sebou porovnáváme průběhy osových nebo obvodových rychlostí, pro různé otáčky dané šířky VŠ, tak nenalezneme výraznější rozdíly pro osově ani obvodové rychlosti a to jak ve tvaru průběhu, tak ani ve velikostech rychlostí. Vliv otáček na průběhy rychlostí tak není významný. To může být ale způsobeno tím, že celková charakteristika kompresoru zahrnuje širší rozsah otáčkových větví než je analyzovaná trojice otáček. Analyzované otáčky (91, 95 a 100%) tak jsou sobě poměrně blízké, proto se významnější vliv na průběh rychlosti neprojevuje.

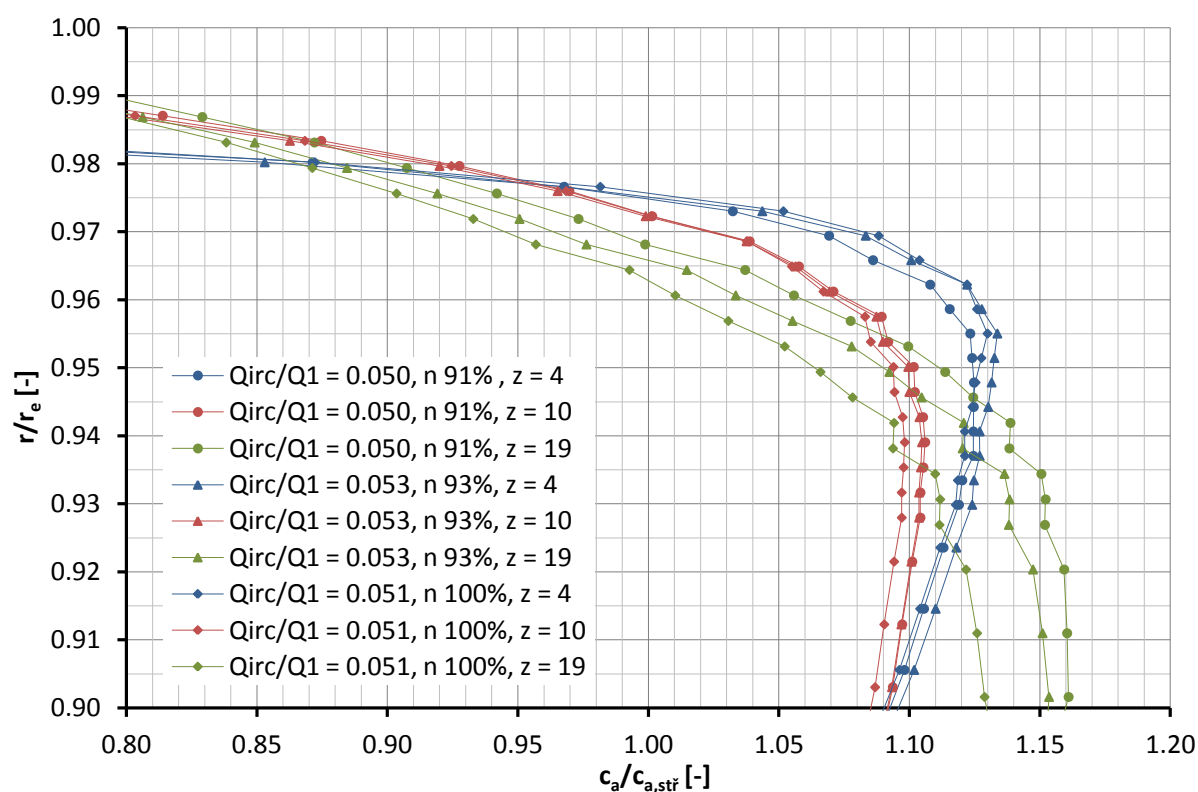
Vliv konfigurace OK včetně porovnání s kompresorem bez OK bylo zkoumáno na jednotlivých rovinách umístěných 4, 10 a 19 mm za VÝŠ a to pouze pro otáčky kompresoru 91% a přibližně stejný poměrný průtok v OK $Q_{IRC}/Q_1 = 0.03$ pro všechny konfigurace. Vlivem nastavení výpočtu ale nebylo možné dosáhnout úplně shodných hodnot průtoku v OK, což se ve vyhodnocení částečně projevuje. Průběhy osových rychlostí ve vzdálenosti 4 mm za VÝŠ, kde je vliv proudu vystupujícího z OK nejvýraznější, jsou uvedeny na Obr. 7.25, obvodových pak na Obr. 7.26. Pro vzdálenosti 10 a 19 mm jsou průběhy osových rychlostí za VÝŠ uvedeny v Příloze 5.

Průběhy osových rychlostí jsou pro jednotlivé konfigurace OK téměř totožné a malé rozdíly jsou způsobeny zmíněnými mírnými odlišnostmi v průtoku v OK mezi jednotlivými konfiguracemi. Pokud porovnáme průběhy rychlostí na vstupu do kompresoru vybaveného OK s kompresorem bez OK, tak je zřejmý výrazný rozdíl ve tvaru průběhu, na kterém lze demonstrovat vliv proudu vystupujícího z OK na deformaci průběhu osových rychlostí (Obr. 7.25).

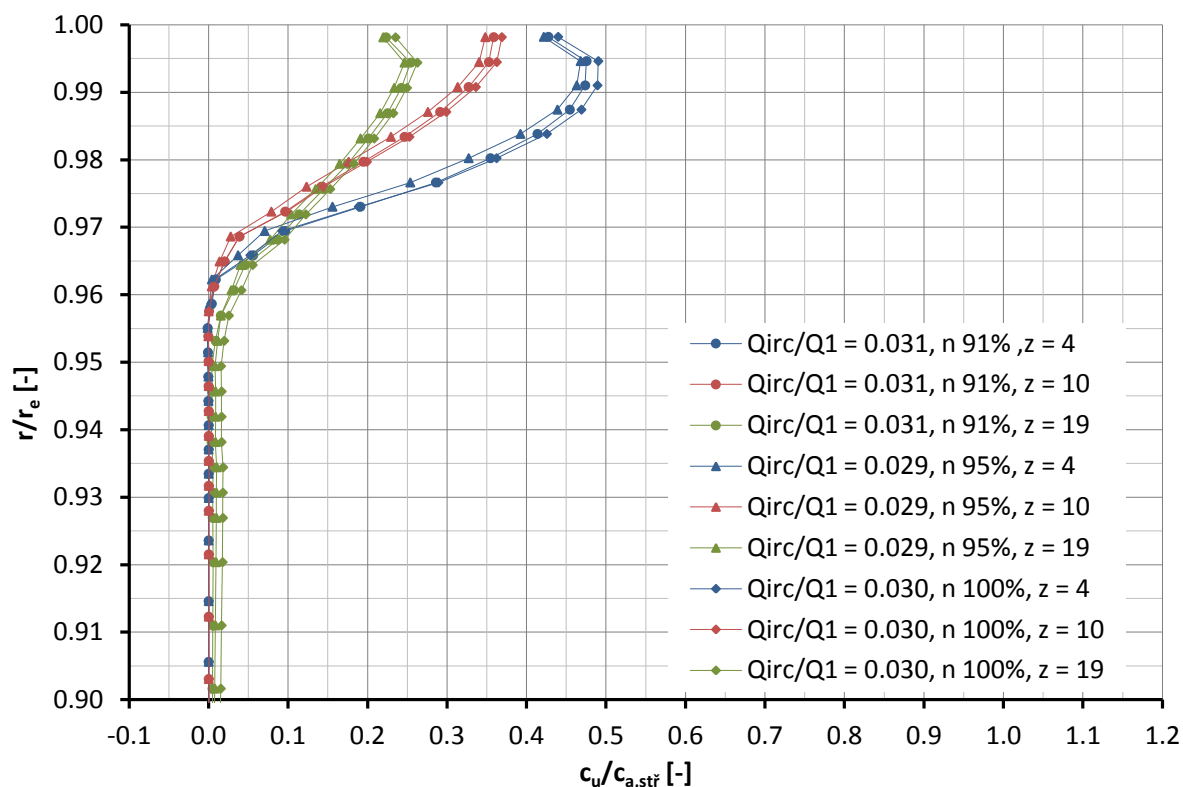
V případě obvodových rychlostí nemá porovnání s kompresorem bez OK smysl, neboť obvodová složka rychlosti je v takovém případě nulová. Význam tak má porovnání pouze jednotlivých konfigurací OK mezi sebou. Rozdíly jsou zde již výraznější, než tomu bylo v případě osových rychlostí a porovnání je navíc částečně zkresleno ne zcela rovnými hodnotami průtoku v OK.



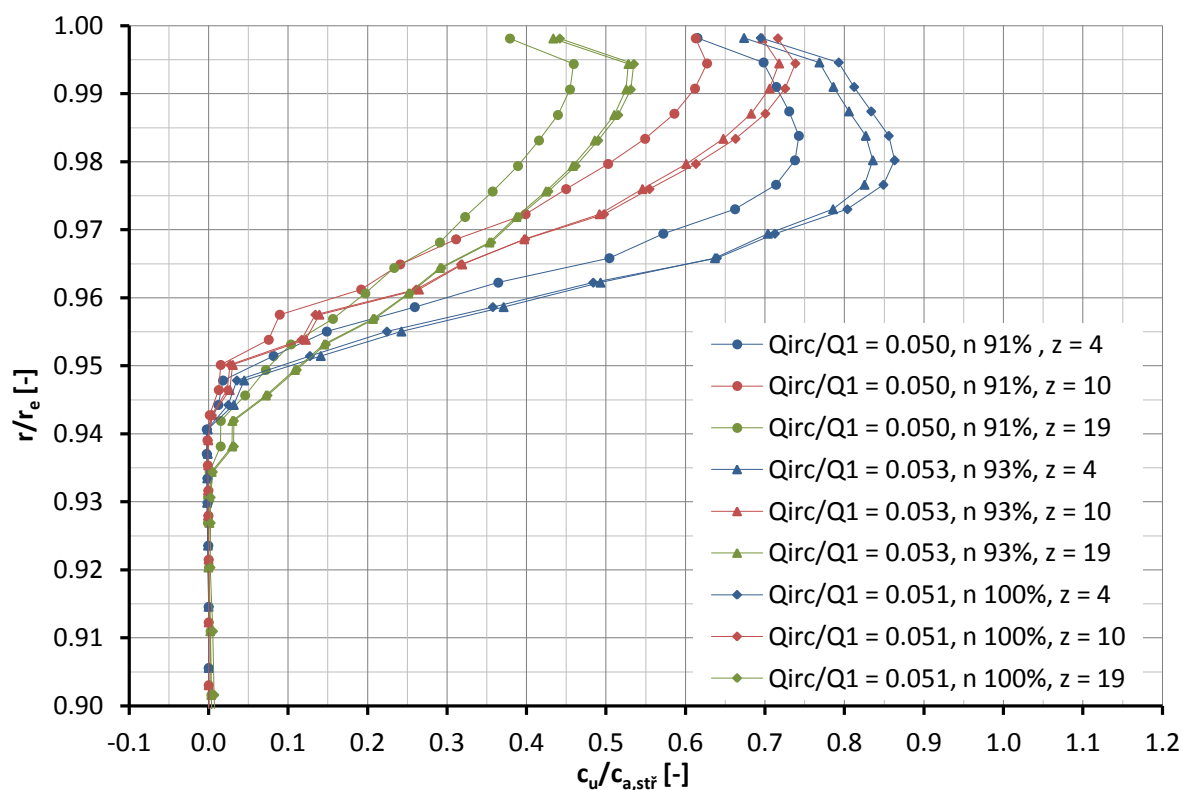
Obr. 7.15 Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, střední průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



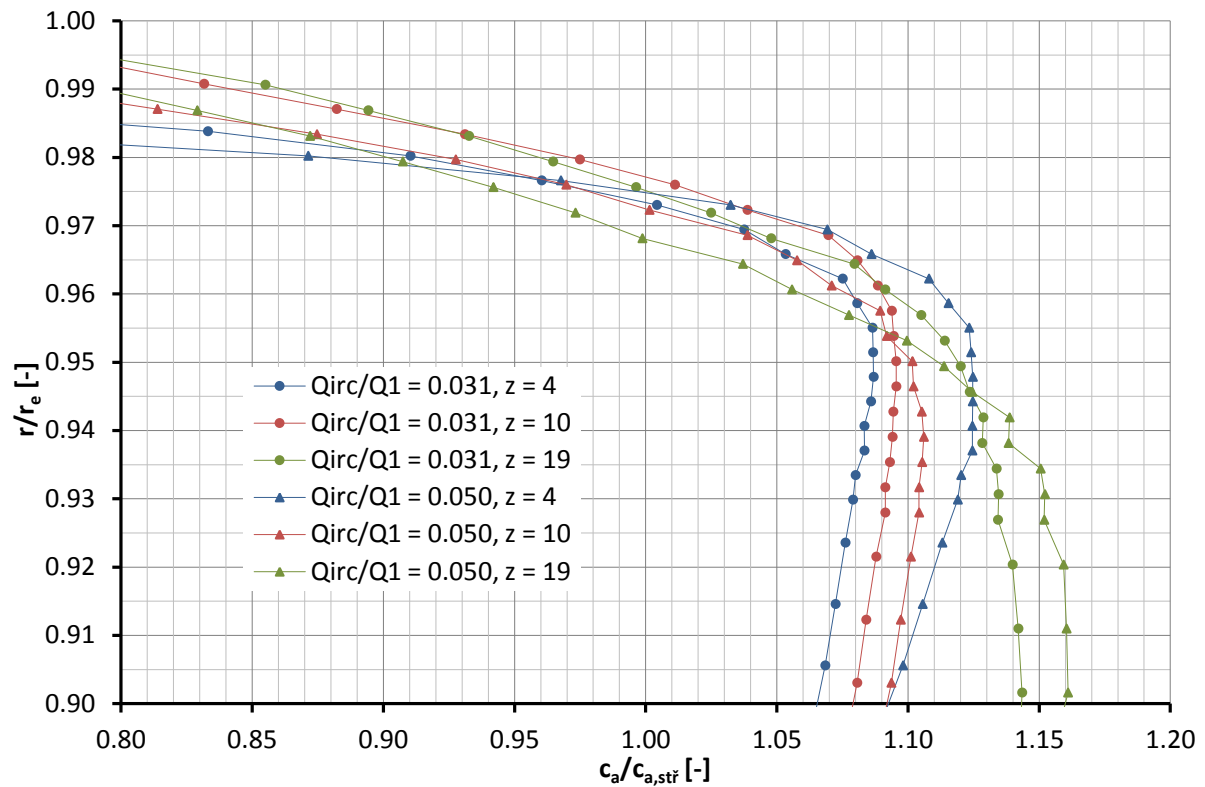
Obr. 7.16 Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, maximální průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



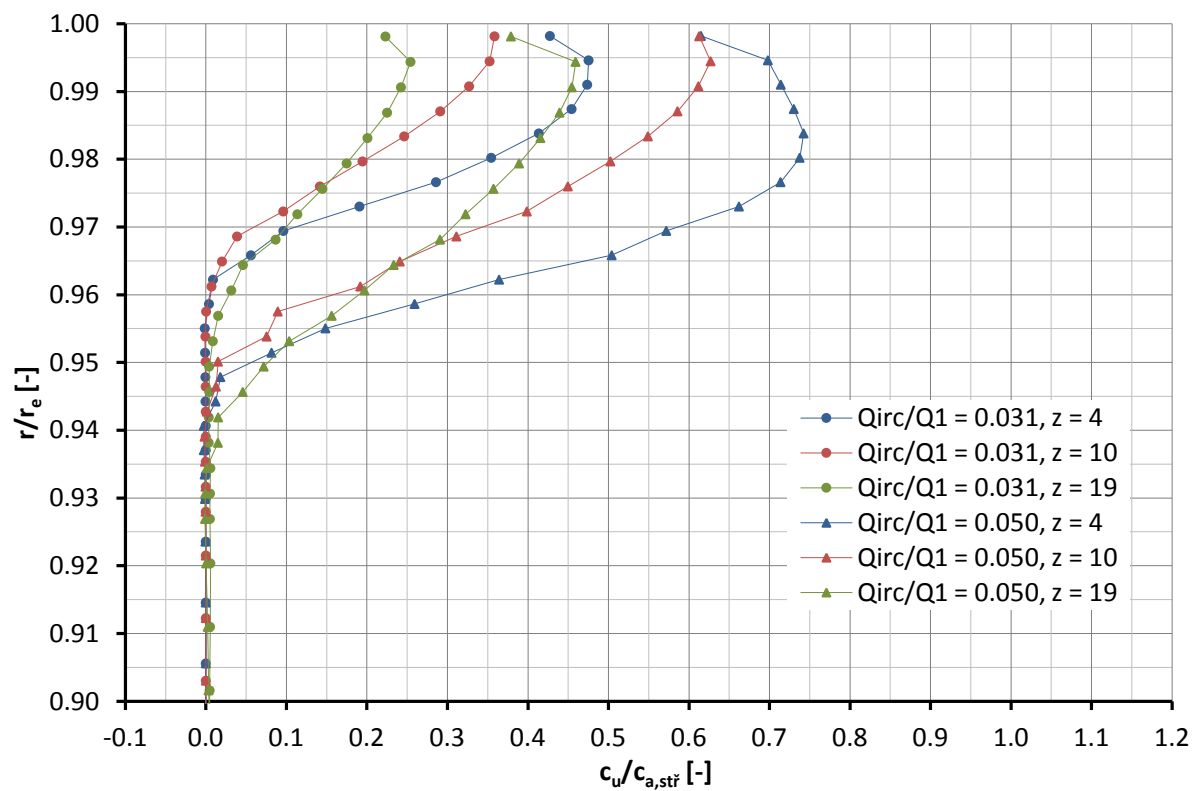
Obr. 7.17 Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, střední průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



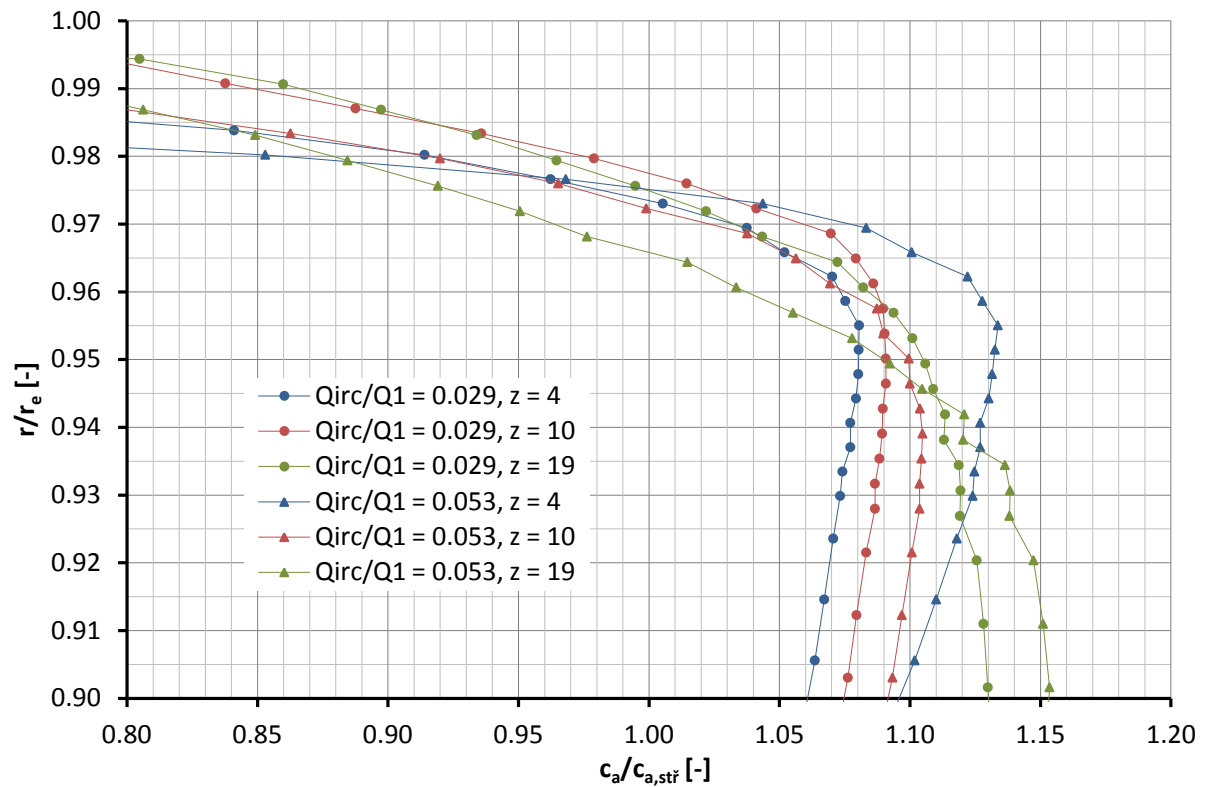
Obr. 7.18 Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, maximální průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



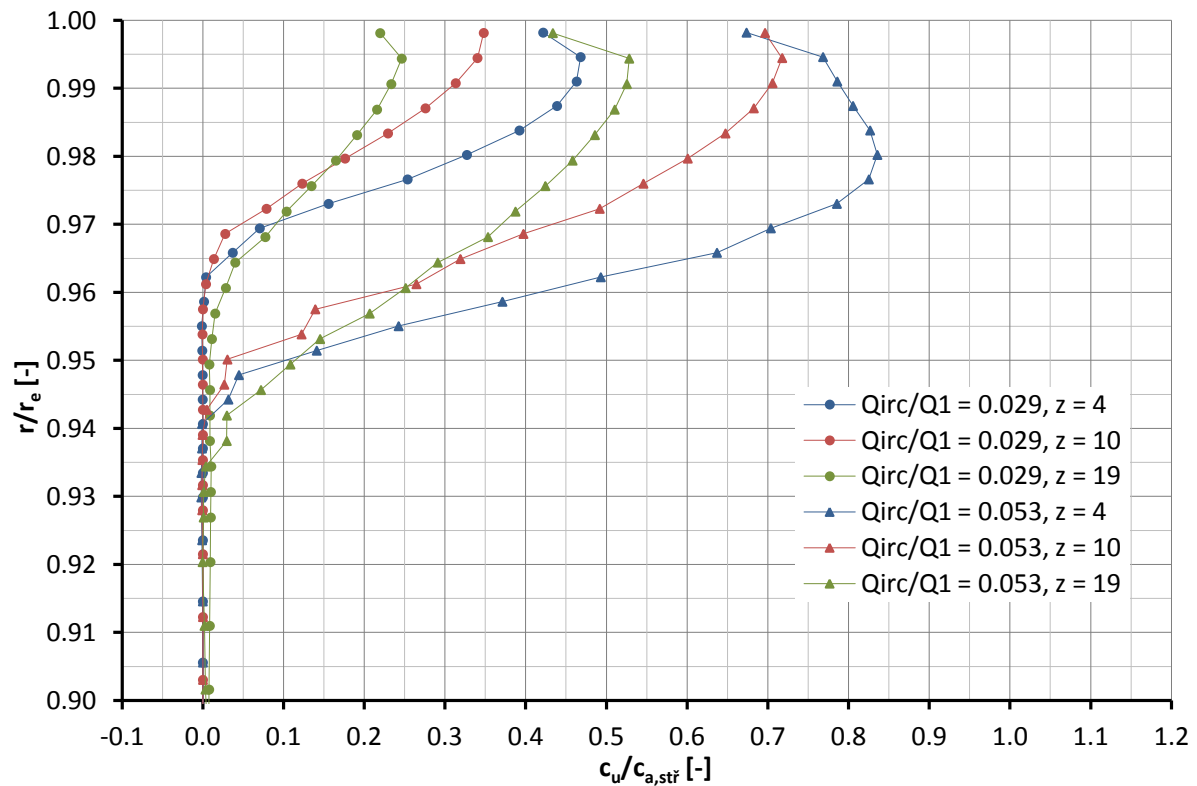
Obr. 7.19 Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 91%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



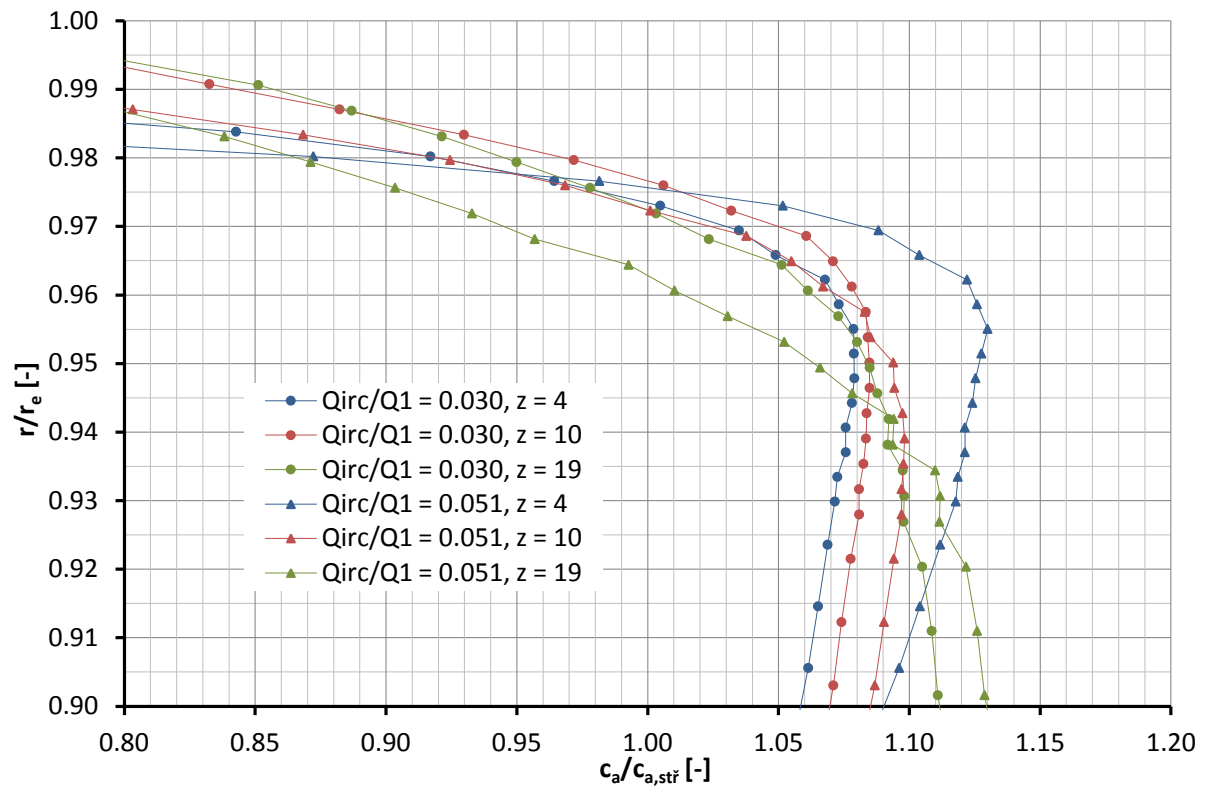
Obr. 7.20 Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 91%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



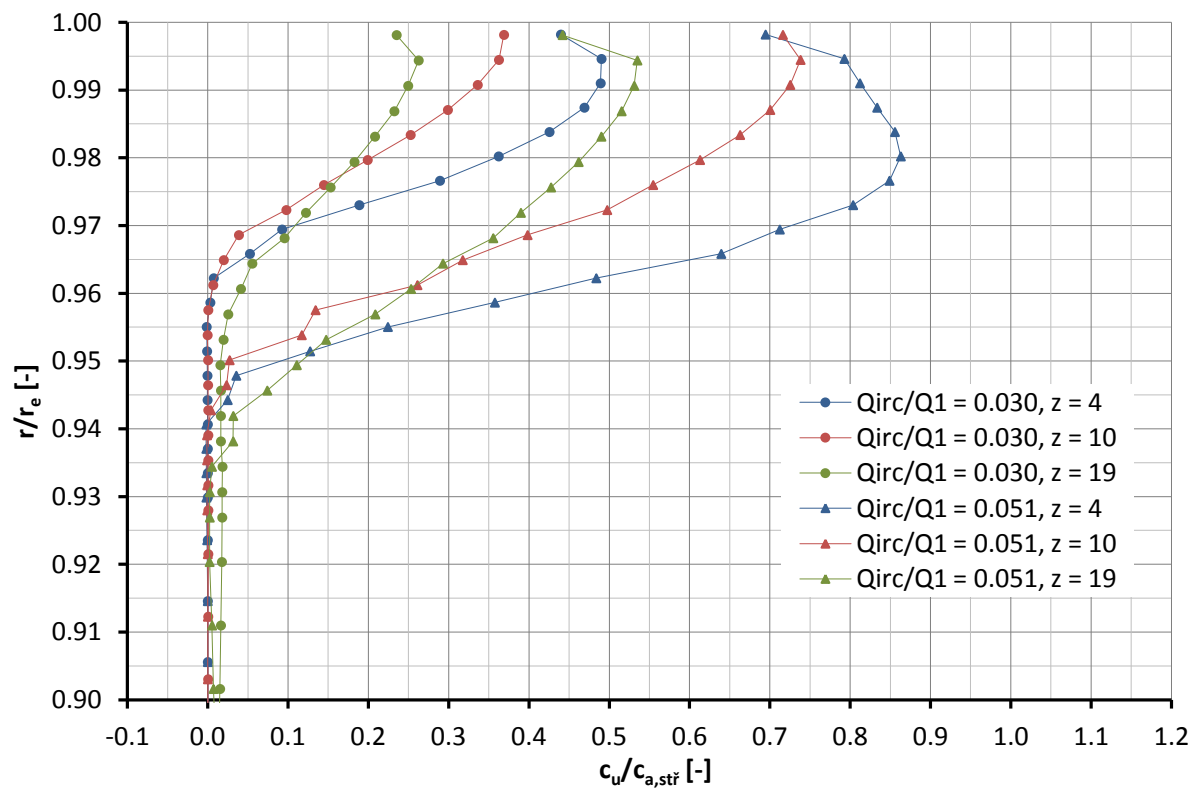
Obr. 7.21 Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 95%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



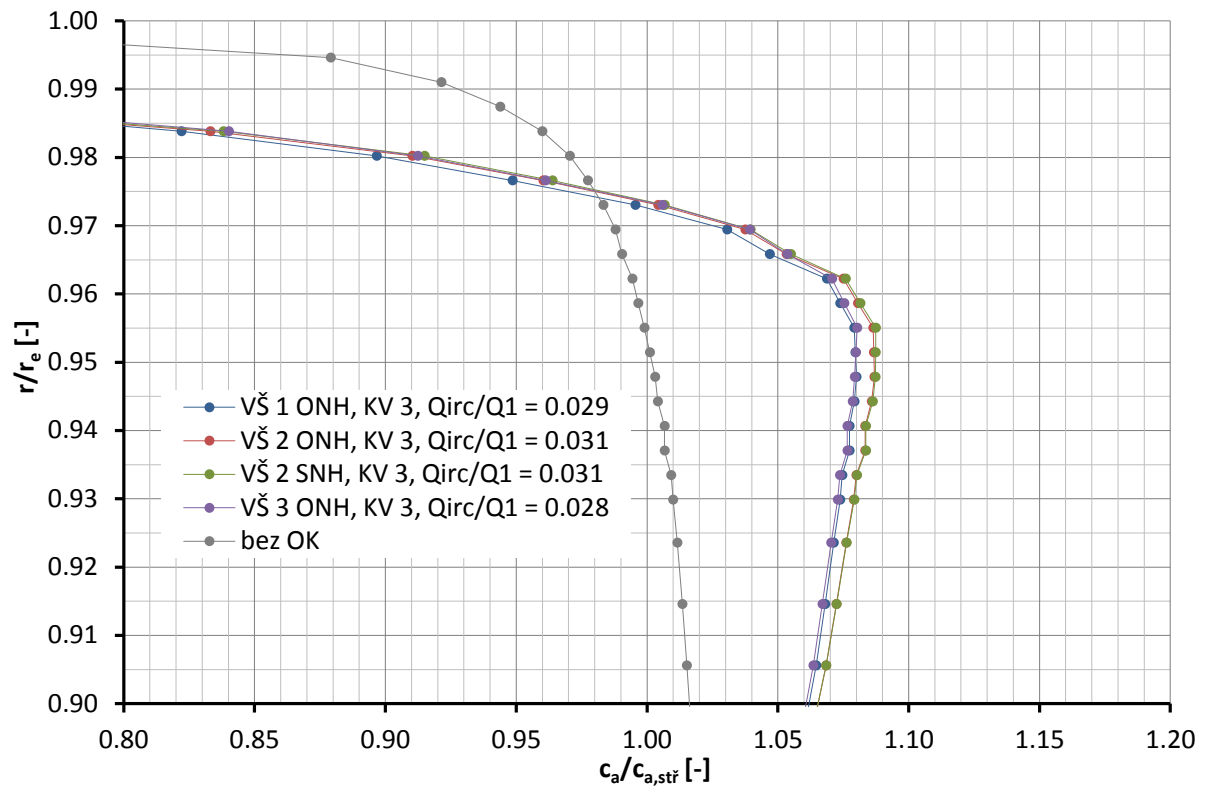
Obr. 7.22 Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 95%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



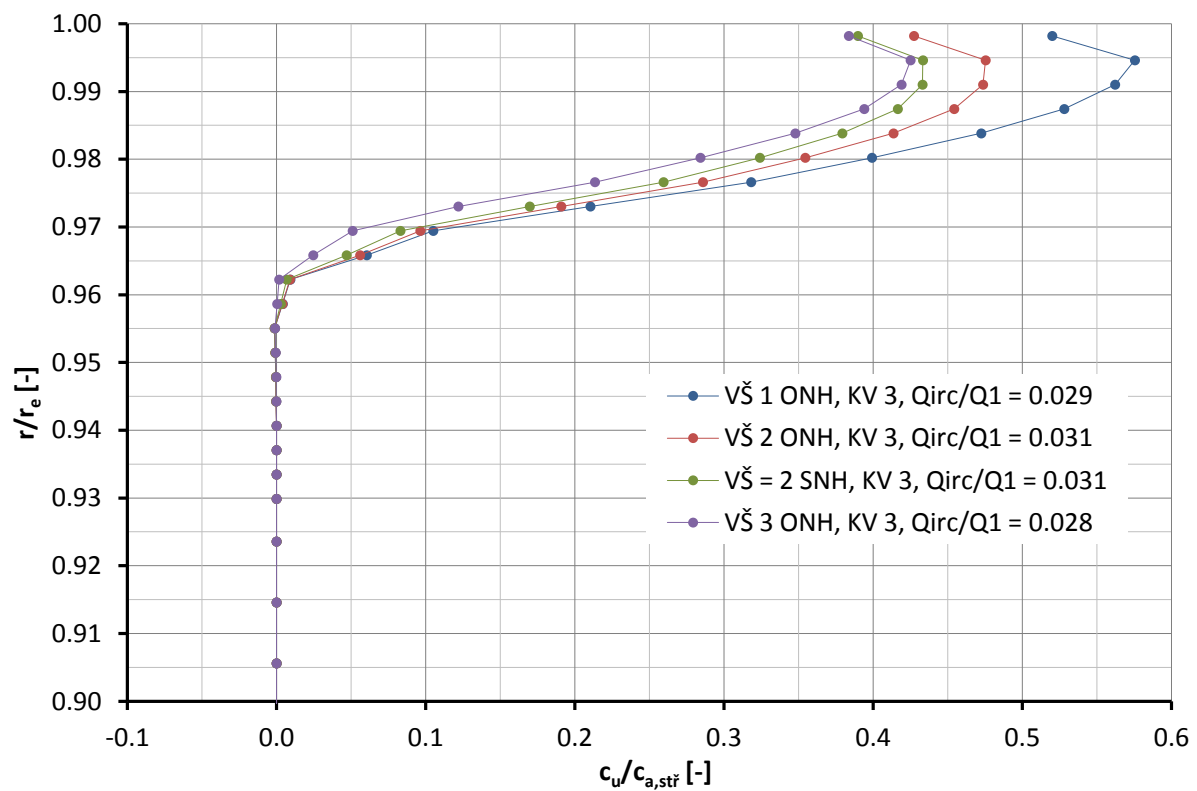
Obr. 7.23 Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 100%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



Obr. 7.24 Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 100%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



Obr. 7.25 Porovnání průběhů poměrné osové rychlosti na rovině umístěné 4 mm za VÝŠ pro otáčky kompresoru 91% a různé šířky VŠ



Obr. 7.26 Porovnání průběhů poměrné obvodové rychlosti na rovině umístěné 4 mm za VÝŠ pro otáčky kompresoru 91% a různé šířky VŠ

7.2.6 Vliv výstupu z obtokového kanálu na úhel relativní rychlosti

Podstata funkce OK spočívá v úpravě úhlu proudu natékajícího na lopatky oběžného kola kompresoru takovým způsobem, že v oblasti minimálních průtoků kompresorem dojde ke snížení úhlu náběhu na jeho lopatky a tím k oddálení vzniku nestabilního chodu. Proto součástí vyhodnocení numerických simulací byl i rozbor úhlu relativní rychlosti na rovině náběžných hran lopatek oběžného kola β a jeho porovnání s úhlem lopatky kompresoru φ .

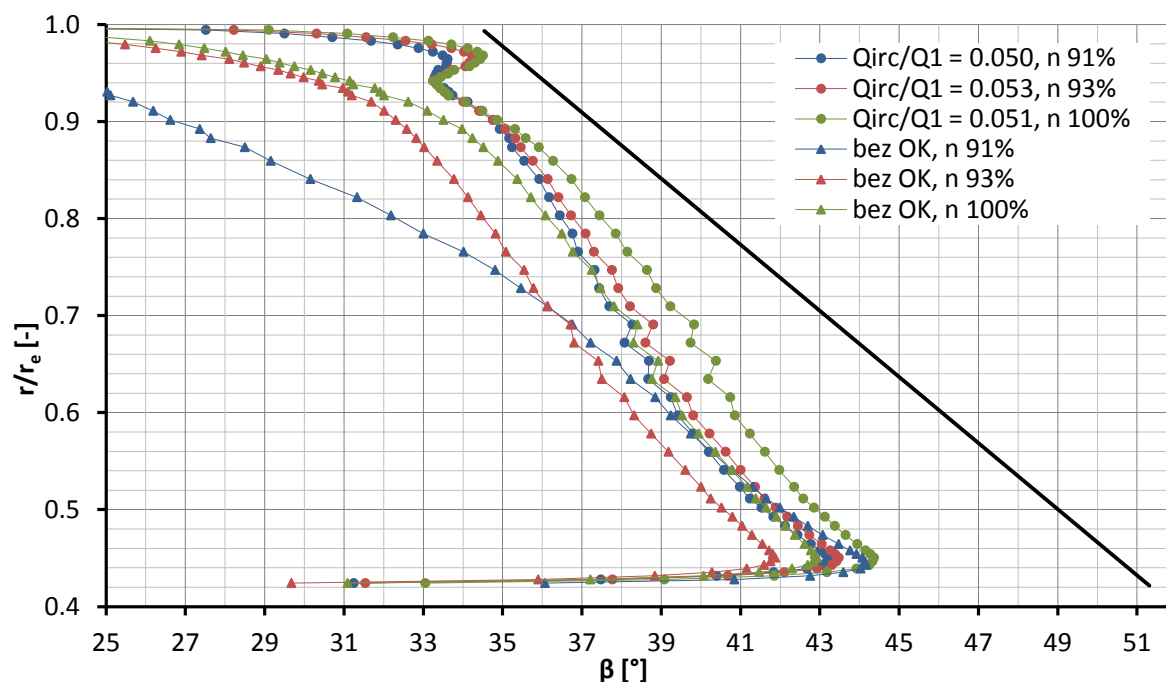
Úhel proudu byl vypočítán na základě vyhodnocených průběhů rychlostí dle vzorce:

$$\beta = \arctg \frac{c_a}{r \cdot \omega - c_u}, [^\circ] \quad (7.5)$$

kde: c_a [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] osová složka rychlosti
 c_u [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] obvodová složka rychlosti
 r [m] poloměr vstupního kanálu kompresoru
 ω [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] úhlová rychlost otáčení oběžného kola

Po dosazení a výpočtu bylo získáno rozložení úhlu β na rovině náběžných hran lopatek oběžného kola, jenž je v závislosti na poměrné radiální souřadnici kanálu pro kompresor vybavený OK s VŠ šířky 2 mm (Obr. 7.27), pro ostatní konfigurace OK je rozložení úhlu Příloze 6.

Pokud porovnáваме tvar rozložení úhlu β po poloměru vstupního kanálu pro kompresor s OK a bez OK, je zřejmý výrazný rozdíl v obou průbězích v blízkosti vnějšího meridiánu, který způsobuje především obvodová složka rychlosti proudu vystupujícího z OK. Dojde ke zvětšení úhlu β a tím ke snížení úhlu náběhu na lopatky oběžného kola. Čím je průběh úhlu β na Obr. 7.27 blíže úhlu lopatky oběžného kola, tím je úhel náběhu nižší. V případě VŠ s šířkami 2 mm se sraženými vstupními hranami a 3 mm a tedy i velkých průtoků v OK, nastává výrazná deformace v rozložení úhlu β v blízkosti vnější stěny kanálu. Zatímco v případě kompresoru s OK s VŠ o šířce 1 mm není v důsledku nízkého průtoku v OK vliv na úhel β nijak výrazný.



Obr. 7.27 Rozložení úhlu β v rovině náběžných hran lopatek kompresoru pro VŠ 2 mm, ONH, KV 3 mm, maximální průtok v OK a porovnání s úhlem lopatky a kompresorem bez OK pro otáčky 91, 95 a 100%

7.2.7 Charakteristiky kompresoru s obtokovým kanálem

Součástí vyhodnocení numerických simulací bylo vynesení charakteristik kompresoru pro jednotlivé konfigurace OK v poměrných hodnotách hmotnostního průtoku, stlačení a účinnosti vztahených k nominálním návrhovým hodnotám kompresoru a definovaných následovně:

- poměrné stlačení

$$\bar{\pi}_{kc} = \frac{\pi_{kc}}{\pi_{kc,nom}} \quad (7.6)$$

- poměrná účinnost

$$\bar{\eta}_{kc} = \frac{\eta_{kc}}{\eta_{kc,nom}} \quad (7.7)$$

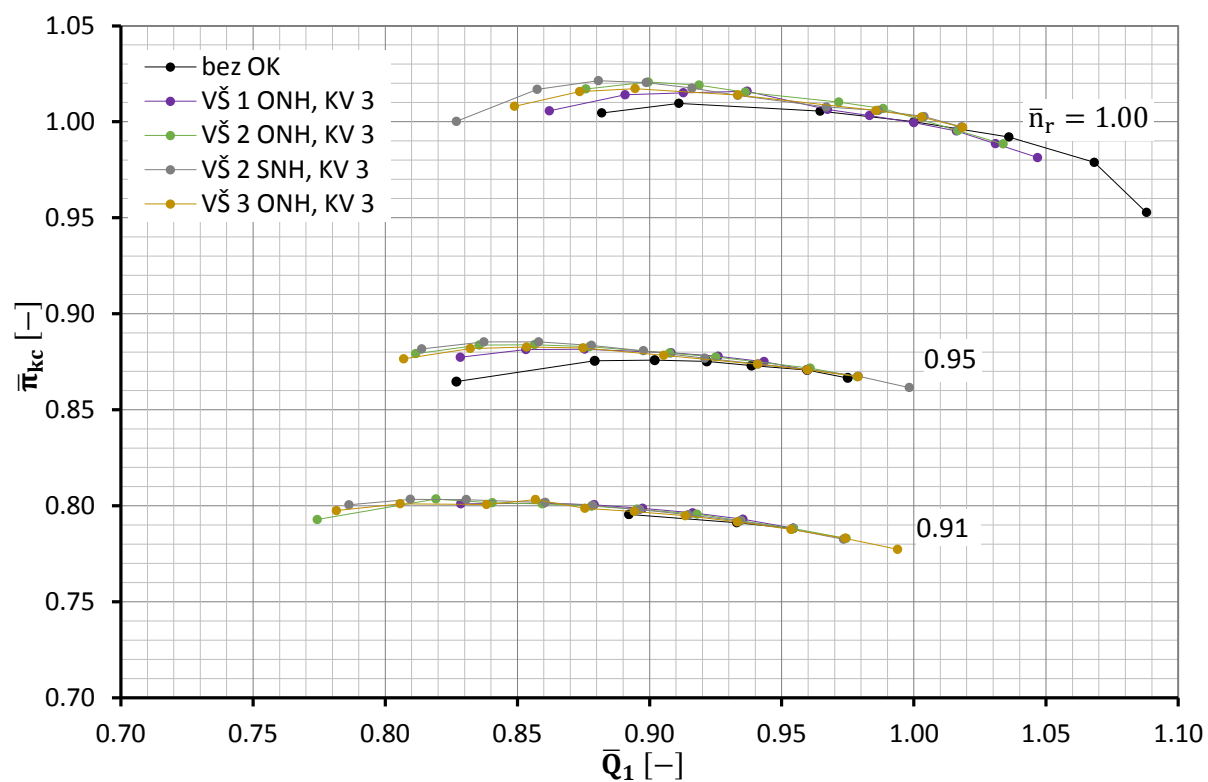
- poměrný hmotnostní

$$\bar{Q}_1 = \frac{Q_{1c}}{Q_{1,nom}} \quad (7.8)$$

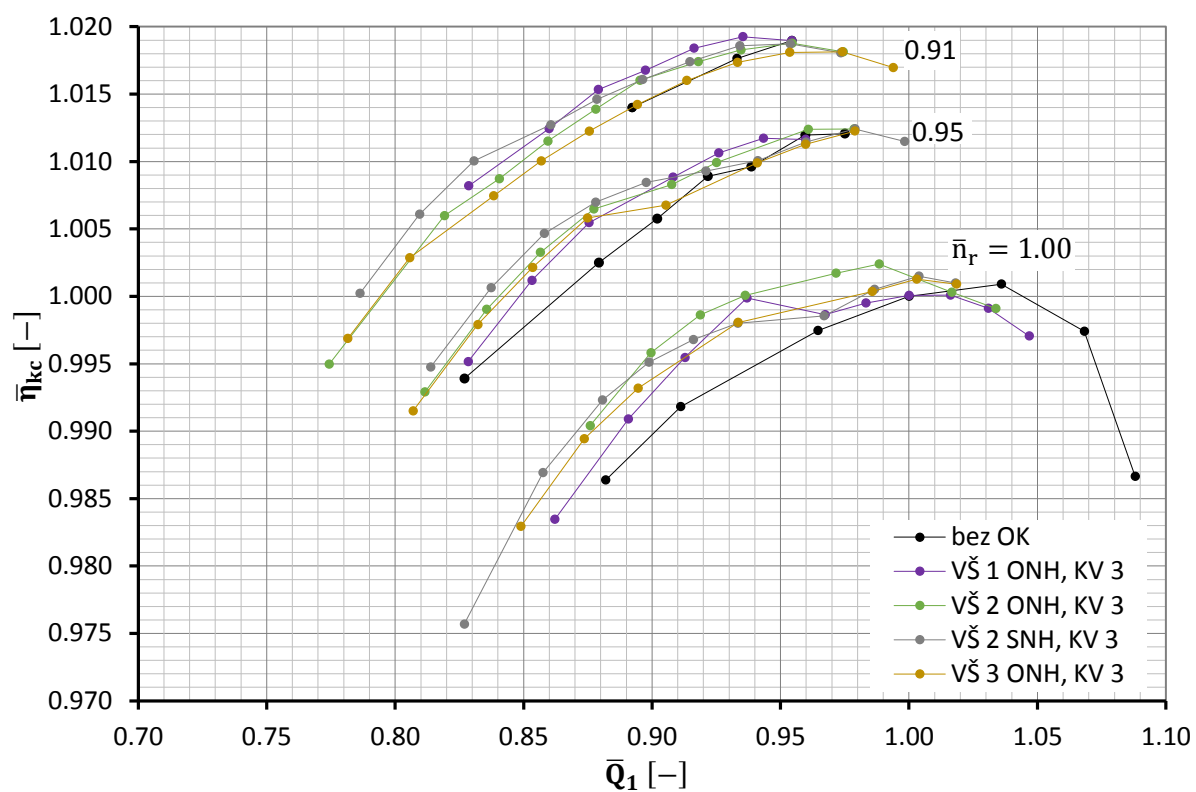
Jak již bylo zmíněno v kapitole 7.1.1, zabývající se popisem přípravy výpočetního modelu, nebyly v důsledku zjednodušení uvažovány radiální a axiální lopatkové difuzory. Charakteristika kompresoru tedy byla vyhodnocena vzhledem k rovině za oběžným kolem. Tím byl samozřejmě významným způsobem ovlivněn její průběh ať již z pohledu dosahovaných maximálních hodnot stlačení nebo rozsahu průtoku.

Pokud porovnáme závislost stlačení kompresoru na hmotnostním průtoku (Obr. 7.28), tak je zřejmé, že mezi jednotlivými konfiguracemi OK jsou z pohledu dosahovaných hodnot stlačení velmi malé rozdíly. V porovnání s charakteristikou kompresoru bez OK vychází stlačení dokonce nepatrně vyšší. Došlo i k rozšíření oblasti stabilní práce směrem k nižším hodnotám průtoku, což je nejvíce patrné pro otáčky 100%. Z pohledu rozšíření oblasti stabilní práce dosahuje nejlepší výsledky konfigurace OK se VŠ o šířce 2 mm a sraženými náběžnými hranami. Na otáčkách 95% již není posun charakteristiky směrem k nižším průtokům tak výrazný.

Závislost účinnosti na hmotnostním průtoku kompresorem (Obr. 7.29) ukazuje nárůst účinnosti kompresoru vybaveného OK v porovnání s kompresorem bez OK. Rozdíly ale opět nejsou nijak výrazné a jednotlivé průběhy odpovídají průběhům a změnám stlačení.



Obr. 7.28 Závislost stlačení kompresoru na průtoku vyhodnocené z numerických simulací pro jednotlivé konfigurace OK



Obr. 7.29 Závislost účinnosti kompresoru na průtoku vyhodnocené z numerických simulací pro jednotlivé konfigurace OK

8 Měření na kompresoru

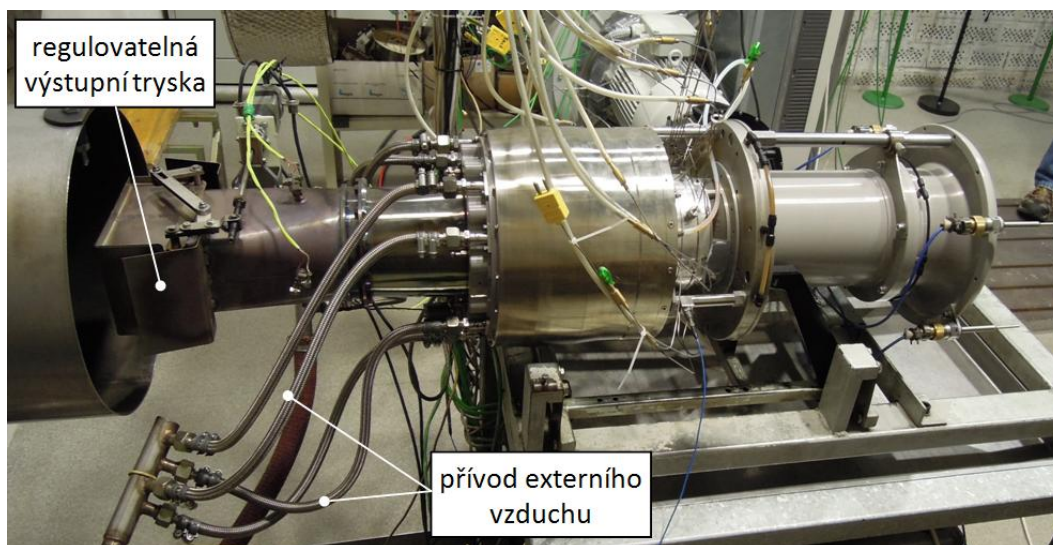
Charakteristiku kompresoru vybaveného OK je možné měřit buď s elektromotorem dostatečně velkého výkonu (min. 350 KW) nebo jako součást experimentálního motoru TX001. V současnosti je zvolena varianta měření přímo na motoru TX001. Toto rozhodnutí má však své úskalí spočívající v proměnném nastavení režimu chodu motoru při určitých otáčkách a to od oblasti maximálního průtoku vzduchu kompresorem až do minimálního průtoku, což je režim chodu kompresoru na hranici jeho stabilní práce (pumpovní hranici). Měnit režim chodu jednoproudového motoru v takto širokém rozsahu vyžaduje instalovat výstupní trysku s proměnným průřezem, která umožňuje měnit rovnovážný chod motoru v příslušném rozsahu režimů práce kompresoru. Současně je třeba sledovat teplotu před turbínou a to prostřednictvím teploty horkých plynů měřených termočlánky za turbínou, neboť přechodem rovnovážného chodu jednoproudového motoru do oblasti malých průtoků roste teplota před turbínou. Tato teplota nesmí překročit určité hranice, neboť by došlo k poškození turbíny. Udržet teplotu před turbínou v přijatelných mezích vyžaduje přívod externího stlačeného vzduchu do spalovací komory.

Vše potřebné je k dispozici v PBS Velká Bíteš a. s., avšak široký výrobní program neumožňuje provádět rozsáhlé experimenty týkající se vývoje kompresoru s OK, a proto bylo v PBS realizováno pouze první ověřovací měření. Následně, na základě dohody, byl výzkum OK předán do VZLÚ Praha a. s., kde proběhly zkoušky nejen na modelu, ale i měření přímo na kompresoru, a to s cílem ověřit jednotlivé konfigurace OK.

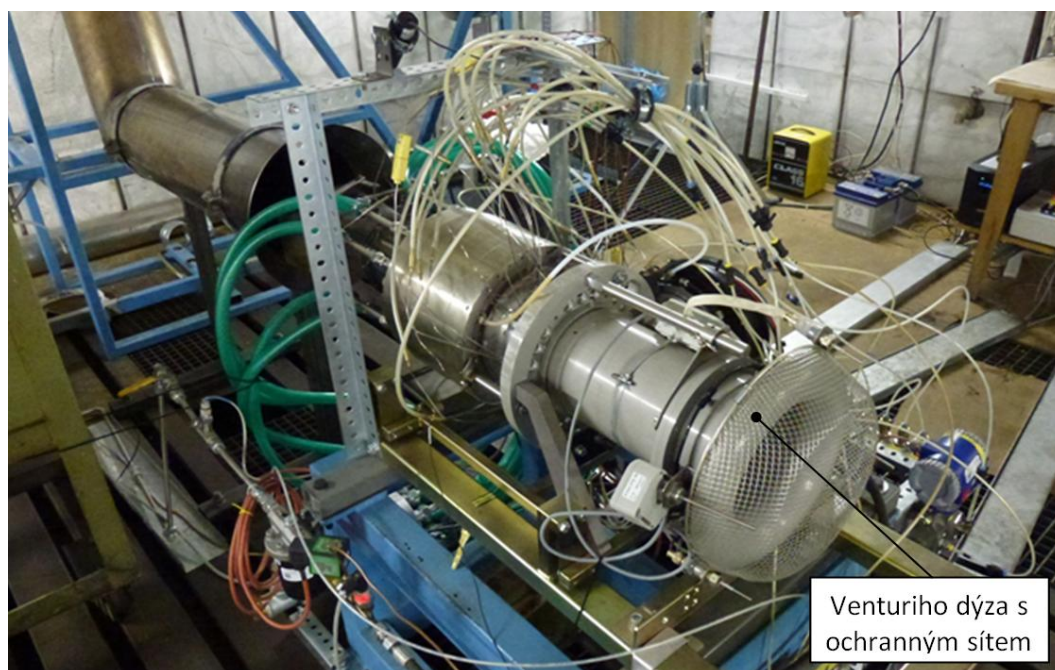
Předchozí zkoušky prováděné ve VZLÚ na modelu OK (kapitola 6) vytvořily dostatečné podklady pro rozhodnutí, jaké experimenty a s jakými konfiguracemi OK na kompresoru provést.

8.1 Zkušební trať

Měřicí trať, pro stanovení charakteristiky kompresoru používaná v PBS, je uvedena na Obr. 8.1, ve VZLÚ pak na Obr. 8.2. Experimentální motor je tak osazen zmíněnou tryskou proměnného průřezu a rampa paliva upravena pro přívodem externího vzduchu do spalovací komory. Měření hmotnostního průtoku motorem je zajištěno krátkou Venturiho dýzou umístěnou na začátku vstupního potrubí, jenž je z bezpečnostních důvodů vybavena ochranným sítem (Obr. 8.2).

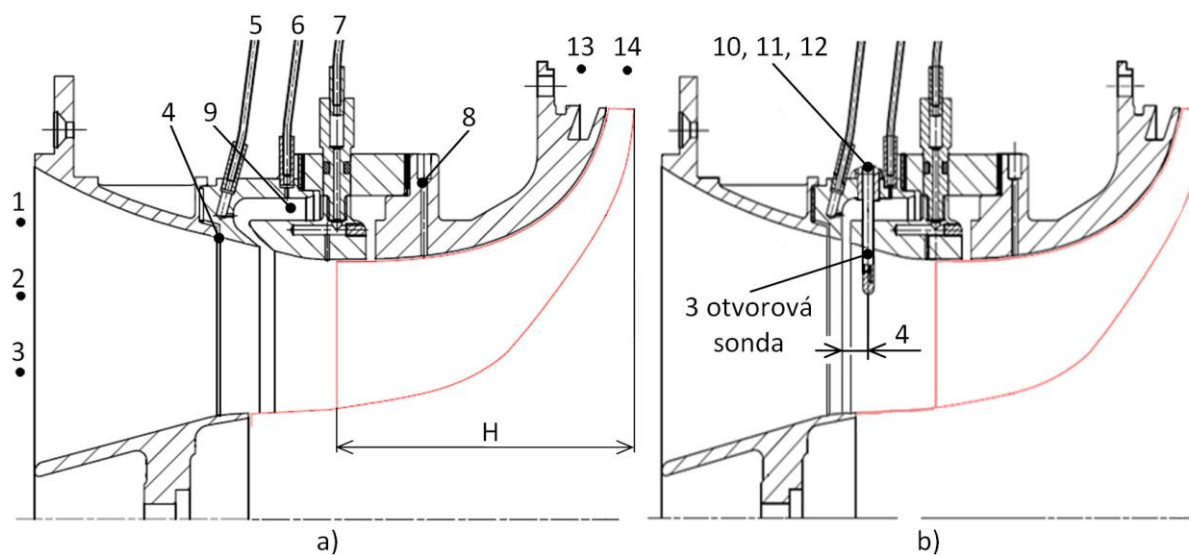


Obr. 8.1 Experimentální motor TX001 instalovaný na zkušebně PBS



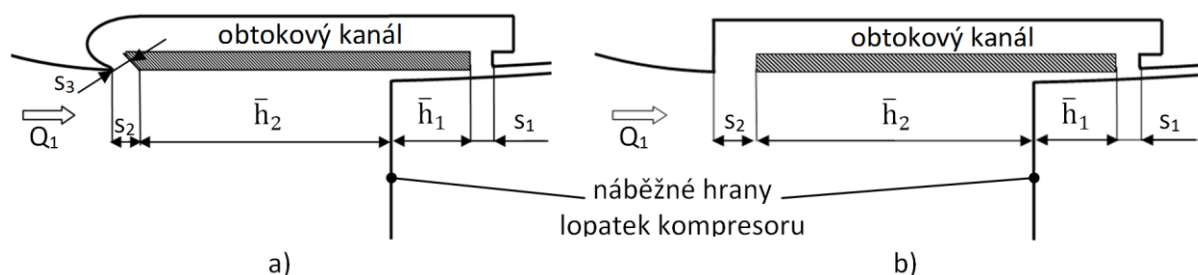
Obr. 8.2 Experimentální motor TX001 instalovaný na zkušebně VZLÚ

Na vstupní dýzu motoru navazuje vlastní vstup do kompresoru, opatřený OK. Vstup do kompresoru byl proveden tak, že jej bylo možné vyjmout z měřicí trati na modelu (kapitola 6) a bez úprav přímo použít na motoru. Tím se v podstatě výsledky získané měření na modelu OK dají aplikovat na vlastní kompresor. Pro měření na kompresoru byly použity obě varianty uspořádání OK a to se šikmým výstupem Obr. 8.3 a) a s kolmým výstupem Obr. 8.3 b).

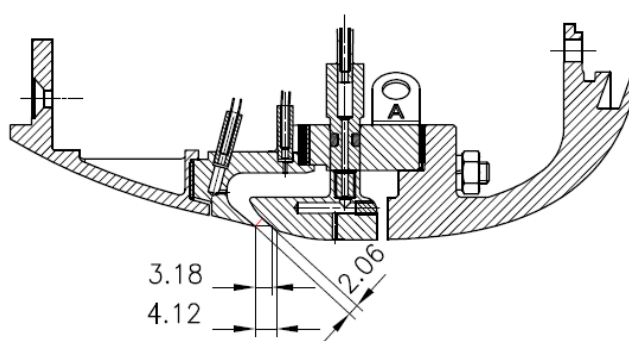


Obr. 8.3 Varianty OK s a) šikmým výstupem, b) kolmým výstupem a vyznačení měřících míst

Symbolika označení jednotlivých rozměrů OK je pro šikmý výstup znázorněna na Obr. 8.4 a), detail pak na Obr. 8.5 a pro kolmý výstup na Obr. 8.4 b). Vlastní rozměry jsou pak uvedeny v Tabulka 8.1. Poměrné souřadnice \bar{h}_1 a \bar{h}_2 jsou definovány vztahem 7.1.



Obr. 8.4 Symbolika značení rozměrů OK pro: a) šikmý výstup, b) kolmý výstup



Obr. 8.5 Detail šikmé VÝŠ, [17]

Tabulka 8.1 Rozměry OK pro šikmý i kolmý výstup

	s_1 [mm]	s_2 [mm]	s_3 [mm]	\bar{h}_1 [-]	\bar{h}_2 [-]
Šikmá VÝŠ	1	4.12 (3.18)	2.06	0.108	0.183
	1.8	4.12 (3.18)	2.06	0.095	0.195
	3,0	4.12 (3.18)	2.06	0.081	0.214
Kolmá VÝŠ	1	3.2	-	0.108	0.282
	1.8	3.2	-	0.095	0.294
	3.0	3.2	-	0.081	0.314

8.2 Měřicí místa na experimentálním motoru TX001

Výše uvedené úpravy na experimentálním motoru TX001 umožnily nejen měřit charakteristiku kompresoru, což byl hlavní úkol, ale i parametry proudu uvnitř OK a za jeho výstupem v hlavním kanálu. Přehled měřících míst je uveden v Tabulka 8.2, jejich umístění na kompresoru je pak znázorněno na Obr. 8.3.

Tabulka 8.2 Místa měření na kompresoru vybaveného OK

	Měřená veličina	Označení	Počet snímačů	Umístění
1	Atmosférický tlak a teplota	$p_{\text{bar}} = p_{c1}$ T_{bar}	1 1	Měřicí box
2	Teplota ve vstupu do dýzy	T_{c1}	4x integrálně	Před dýzou
3	Statický tlak v hrdle dýzy	p_{d1}	8 x integrálně	Vstupní dýza
4	Statický tlak ve vstupu	p_4	4 x integrálně	Štěrbina před VÝŠ
5	Statický tlak v OK	p_5	4 x integrálně	V ohybu OK před VÝŠ
6	Statický tlak v OK	p_6	4 x integrálně	Na vnější straně OK
7	Statický tlak před záběrníkem	p_7	4 x integrálně	V přívodním kanále před lopatkami kola
8	Statické tlaky na vnějším meridiánu	p_8 $p_{\text{sm}0}, p_{\text{sm}1},$ $p_{\text{sm}2}, p_{\text{sm}3},$ $p_{\text{sm}4}$	4 x integrálně	Statické tlaky na krytu kola
9	Teplota v OK	T_{c9}	4 x	V horizontální části OK
10	Tlak na sondě	p_L	1	Tlak v levém otvoru sondy S1
11	Tlak na sondě	p_M	1	Tlak ve středním otvoru sondy S2
1	Tlak na sondě	p_P	1	Tlak v pravém otvoru sondy S3
13	Tlak za kompresorem	p_{c2}	1	Tlak měřený ve spalovací komoře
14	Teplota za kompresorem	t_{c2}	3x samostatně	Teplota měřená za lopatkovým difuzorem
15	Otáčky kompresoru	n	1	Převzaté z řídicí jednotky
16	Tlak přifukovaného vzduchu	p_{ext}	1	V přívodním potrubí
17	Teplota přifukovaného vzduchu	t_{ext}	1	V přívodním potrubí

Jelikož je kompresor měřen jako součást experimentálního motoru TX001, jsou kromě parametrů proudu měřených na kompresoru, měřeny ještě parametry sloužící pro kontrolu funkce motoru a jeho provozních limitů. K nejvýznamnější patří následující:

- Teplota plynů za turbínou (4x)
- Teplota oleje v olejové nádrže
- Tlak oleje
- Teplota paliva
- Tlak paliva
- Vibrace motoru
- Teplota řídicí jednotky

8.3 Výpočet parametrů kompresoru

Hmotnostní průtok se počítá dle směrnice sestavené v PBS [25], která vychází z normy ČSN ISO 5167-3 a je uzpůsobena pro vstupní dýzy používané na zkušebních stavech. Uvedené výrazy lze použít pro poměr tlaků $\frac{p_2}{p_1} \geq 0.75$ a průměr dýzy $d \geq 50$ mm.

$$Q_m = \frac{C \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot \sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad (8.1)$$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{\frac{2}{\kappa} \cdot \tau^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\kappa-1} \cdot \frac{1-\tau^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1-\tau}} \quad (8.2)$$

kde: C = 0,9858	součinitel ztrát na dýze
$\beta = 0^\circ$	úhel
$\kappa = 1.4$	Poissonova konstanta (pro vzduch)
$r = 287.1 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	měrná plynová konstanta (pro vzduch)
$\tau = \frac{p_2}{p_1}$	
d [m]	průměr dýzy
$\Delta p = p_1 - p_2$	
$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}$	hustota vzduchu vstupujícího do dýzy

Stlačení kompresoru je počítáno jako poměr měřených tlaků před a za kompresorem.

$$\pi_{kc} = \frac{p_{c2}}{p_{c1}} \quad (8.3)$$

kde: p_{c2} [kPa]	tlak za kompresorem měřený ve spalovací komoře motoru
p_{c1} [kPa]	tlak před kompresorem

Účinnost kompresoru je uvažována jako izoentropická účinnost počítaná z měřených parametrů proudu před a za kompresorem

$$\eta_{kc} = \frac{\pi_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{c2}}{T_{c1}} - 1} \quad (8.4)$$

kde: T_{c2} [K]	střední celková teplota za kompresorem měřená ve 3 místech na výstupu z radiálního lopatkového difuzoru
T_{c1} [K]	celková teplota na vstupu do kompresoru

Poměrné oteplení v některých případech je výhodnější nahradit účinnost kompresoru poměrným oteplením

$$\frac{\Delta T_{kc}}{T_{c1}} = \frac{\pi_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{kc}} \quad (8.5)$$

Pro vynesení zobecněné charakteristiky kompresoru je třeba redukovat hmotnostní průtok a otáčky kompresoru. V leteckém průmyslu se používá redukce na podmínky 0 m Mezinárodní standardní atmosféry ($p_0 = 101\,325 \text{ Pa}$ a $T_0 = 288 \text{ K}$).

Redukovaný hmotnostní průtok

$$Q_{mr} = Q_m \sqrt{\frac{T_{cl}}{288}} \cdot \frac{101325}{p_{cl}} \quad (8.6)$$

Redukované otáčky kompresoru

$$n_r = n \sqrt{\frac{288}{T_{cl}}} \quad (8.7)$$

Při měření nelze udržet zcela konstantní hodnotu nastavených otáček motoru, které poměrně rychle kolísají v určitém rozsahu. V důsledku toho dochází k malým změnám stlačení a hmotnostního průtoku vzduchu kompresorem. Proto je nutné, před vynesemím naměřených bodů do charakteristiky, pomocí metody malých změn [26], přepočítat tyto měřené parametry na jedny konstantní otáčky.

Stlačení kompresoru – přepočet metodou malých změn

$$\partial \pi_{kc} = B_1 \cdot \partial n_r \quad (8.8)$$

kde:

$$\delta n_r = \frac{\Delta n_r}{(n_r)_m}$$

$$\text{kde: } \Delta n_r = (n_r)_z - (n_r)_m$$

$$(n_r)_z [\text{min}^{-1}]$$

zadané konst. redukované otáčky

$$(n_r)_m [\text{min}^{-1}]$$

měřené redukované otáčky

$$B_1 = \frac{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[(\pi_{kc})_m^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{(\pi_{kc})_m^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

$$\text{kde: } (\pi_{kc})_m [-]$$

měřené stlačení kompresoru

$$\delta \pi_{kc} = \frac{\Delta \pi_{kc}}{(\pi_{kc})_m} \quad \text{a kde stlačení kompresoru } \pi_{kc} \text{ počítáme z měřených parametrů.}$$

Stlačení kompresoru pro zadané redukované otáčky $(n_r)_z$ potom vypočteme ze vzorce

$$\pi_{kc} = (\pi_{kc})_m \cdot (1 + \partial \pi_{kc}) \quad (8.9)$$

Hmotnostní průtok – přepočet metodou malých změn

$$\partial Q_{mr} = B_2 \cdot \partial n_r \quad (8.10)$$

kde

$$B_2 = 1 + 0,5 \cdot B_1 \left(1 - \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa} (\pi_{kc})_m^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\eta_{kc} + (\pi_{kc})_m^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \right)$$

a kde účinnost kompresoru η_{kc} počítáme z měřených parametrů $\partial Q_{mr} = \frac{\Delta Q_{mr}}{(Q_{mr})_m}$

Hmotnostní průtok kompresorem, pro zadané redukované otáčky $(n_r)_z$ potom vypočteme z výrazu:

$$Q_{nr} = (Q_{nr})_m \cdot (1 + \partial Q_{nr}) \quad (8.11)$$

Poměrné oteplení - přepočet metodou malých změn

V případě, když místo účinnosti kompresoru vynášíme poměrné oteplení kompresoru, potom jeho opravu na malou změnu redukovaných otáček určíme z výrazu

$$\frac{\Delta T_{kc}}{T_{cl}} = \left(\frac{\Delta T_{kc}}{T_{cl}} \right)_m \cdot \left[\frac{(n_r)_z}{(n_r)_m} \right]^2 \quad (8.12)$$

kde poměrné oteplení $\left(\frac{\Delta T_{kc}}{T_{cl}} \right)_m$ vypočteme z měřených parametrů.

Kromě měření charakteristik kompresoru bylo provedeno měření parametrů proudu ve vstupu do kompresoru i v OK, což umožnilo blíže analyzovat vliv proudění vystupujícího z OK na průběh charakteristiky kompresoru. Měření statických tlaků na vnějším meridiánu kola, realizované odběrem tlaků z krytu kola umožnilo hodnotit tlakové spády, vytvářející se v OK a usuzovat na směr a velikost proudění uvnitř OK.

Rozložení parametrů proudu za výstupem z OK je měřeno 3 otvorovou sondou (Obr. 6.10) stejně jako při měření na modelu (Obr. 6.11 a Obr. 8.3 b)). Cejchovaná sonda je umístěna 4 mm za výstupem z OK ve vstupním kanálu do kompresoru. S ohledem na její provedení a možnosti konstrukčního řešení vstupního kanálu, je možné sondu zasunout maximálně do hloubky 5 mm od stěny vstupního kanálu. Postupným zasouváním, prováděným mechanismem s přesným nastavením délky posuvu, je měřeno rozložení parametrů proudu až ke stěně kanálu. Z tlaků měřených v levém (p_L), středním (p_M) a pravém (p_P) otvoru sondy je možné vypočítat velikosti osové i obvodové rychlosti a úhel proudu.

Z cejchovních bodů 3 otvorové sondy byly sestaveny náhradní polynomické závislosti použité pro určení úhlu nabíhajícího proudu, bezrozměrné rychlosti λ , celkového a statického tlaku. Cejchování 3 otvorové sondy bylo provedeno v rozsahu úhlů nabíhajícího proudu $\pm 45^\circ$ po 5° od $\lambda = 0,12027$ do $0,320173$ [14].

Úhel nabíhajícího proudu α

Pro jednotlivé úhly náběhu α a hodnoty λ byl vypočten výraz K_α

$$K_\alpha = \frac{p_L - p_P}{p_M - 0,5(p_L + p_P)} = \frac{\left(\frac{p_P}{p_L}\right)^{-1} - 1}{\frac{p_M}{p_P} - 0,5\left[\left(\frac{p_P}{p_L}\right)^{-1} + 1\right]} \quad (8.13)$$

kde: p_M, p_P, p_L [Pa] tlaky měřené na otvorech sondy

Pro jednotlivé úhly α byla vypočtena střední hodnota K_α a příslušnými body proložena polynomická závislost $\alpha = f(K_\alpha)$, platná pro rozsah $\alpha = \pm 30^\circ$

$$\alpha = 0,0013066216 \cdot K_\alpha^6 - 0,0117565892 \cdot K_\alpha^5 - 0,0360116663 \cdot K_\alpha^4 + 0,4877293903 \cdot K_\alpha^3 + 0,3701967269 \cdot K_\alpha^2 - 12,172788169 \cdot K_\alpha - 0,1066309082 \quad (8.14)$$

Podobně i pro určení λ , celkového a statického tlaku byly zpracovány polynomické závislosti výrazů K_λ a K_o jako funkce úhlů α

$$K_\lambda = \frac{p_M - \frac{p_L + p_P}{2}}{p_c - p_s} \quad (8.15)$$

kde: $p_M = p_{str}$ [Pa] tlaky měřené ve středním otvoru sondy
 p_c [Pa] celkový tlak

$$p_s = p_c \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (8.16)$$

$$K_\lambda = 2,09 \cdot 10^{-10} \cdot \alpha^6 - 3,9 \cdot 10^{-11} \cdot \alpha^5 - 4,39326 \cdot 10^{-7} \cdot \alpha^4 - 1,0467 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha^3 - 4,10393067 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 + 1,703247933 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha + 0,983888734455 \quad (8.17)$$

$$K_o = \frac{p_c - \frac{p_L + p_P}{2}}{p_M - \frac{p_L + p_P}{2}}, \quad (8.18)$$

$$K_o = 1,387 \cdot 10^{-9} \cdot \alpha^6 - 1,6097 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha^5 - 2,0456 \cdot 10^{-7} \cdot \alpha^4 + 6,699431 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^3 + 5,70362202 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 - 2,119756204 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha + 0,988788430998 \quad (8.19)$$

Hodnoty K_o byly pro jednotlivé α přibližně stanoveny jako střední hodnoty určené pro nejvyšší cechovní $\lambda = 0,282765$ a $0,320173$. Předpokládá se, že hodnoty K_o budou platné i pro vyšší λ .

Postup určení parametrů proudu v místě měření

- Z měřených tlaků na sondě (p_M, p_L, p_P) se vypočte K_α ,
- úhel proudu α ,
- výrazy K_λ a K_o ,
- celkový tlak p_c

$$p_c = K_o \left(p_M - \frac{p_L + p_P}{2} \right) + \frac{p_L + p_P}{2} \quad (8.20)$$

- statický tlak p_s

$$p_s = p_c - \frac{p_M - \frac{p_L + p_P}{2}}{K_\lambda}, \quad (8.21)$$

- bezrozměrná rychlost λ

$$\lambda = \left\langle \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_c} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \right\rangle^{0,5} \quad (8.22)$$

- z hodnoty bezrozměrné rychlosti λ se vypočte rychlost nabíhajícího proudu

$$c = \lambda \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot r \cdot T_c}{\kappa + 1}} \quad (8.23)$$

- obvodové a osové složky rychlosti se stanoví z rychlosti c a příslušného úhlu α .

Průtok vzduchu uvnitř OK je určován pomocí tříotvorové sondy vložené do střední části OK. Stejně jako při měření parametrů proudu za výstupem z OK, jsou určeny parametry proudu z měřených tlaků v jednotlivých otvorech sondy s použitím náhradních polynomických závislostí pro určení K_α , K_λ a K_o . Ve střední části OK je tak určen úhel proudu α , tlaky p_c a p_s a bezrozměrná rychlost λ .

Teplota vzduchu uvnitř OK je měřena 4 neplášťovanými termočlánky Chromel – Alumel (výrobce Omega) rovnoměrně rozmístěnými po obvodu OK. Měřené teploty pro jednotlivé konfigurace OK a pro různé otáčky kompresoru jsou uvedeny ve zprávě [27]. Střední teplota (T_{c9}), určená ze 4 termočlánků je použita pro výpočet rychlosti proudu. Jelikož jsou rychlosti proudění v OK nízké, je měřená teplota přibližně uvažovaná jako teplota celková T_{c9} .

Stejně jako při měření parametrů proudu za výstupem z OK je z výrazu 8.23 počítaná rychlost proudu c a následně pomocí úhlu proudu α jsou určeny osová a obvodová složka rychlosti c_a a c_u .

Hmotnostní průtok v OK je počítán z výrazu

$$Q_{IRC} = K \cdot A_{ok} \cdot \mu \cdot q(\lambda_a) \cdot \frac{p_{c9}}{\sqrt{T_{c9}}} \quad (8.24)$$

$$\text{kde: } K = \sqrt{\frac{\kappa}{r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad (\text{pro vzduch } \kappa = 1.4 \text{ a } r = 287.1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ je } K = 0,0404)$$

$$A_{OK} = 1.8411 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

průtočná plocha OK

$$\mu \cong 0,9$$

součinitel kontrakce proudu v OK - odhad

$$q(\lambda_a) = \lambda_a \cdot \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda_a^2\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} [-]$$

funkce dynamiky plynů

$$\lambda_a = \frac{c_a}{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot r \cdot T_{c9}}{\kappa + 1}}} [-]$$

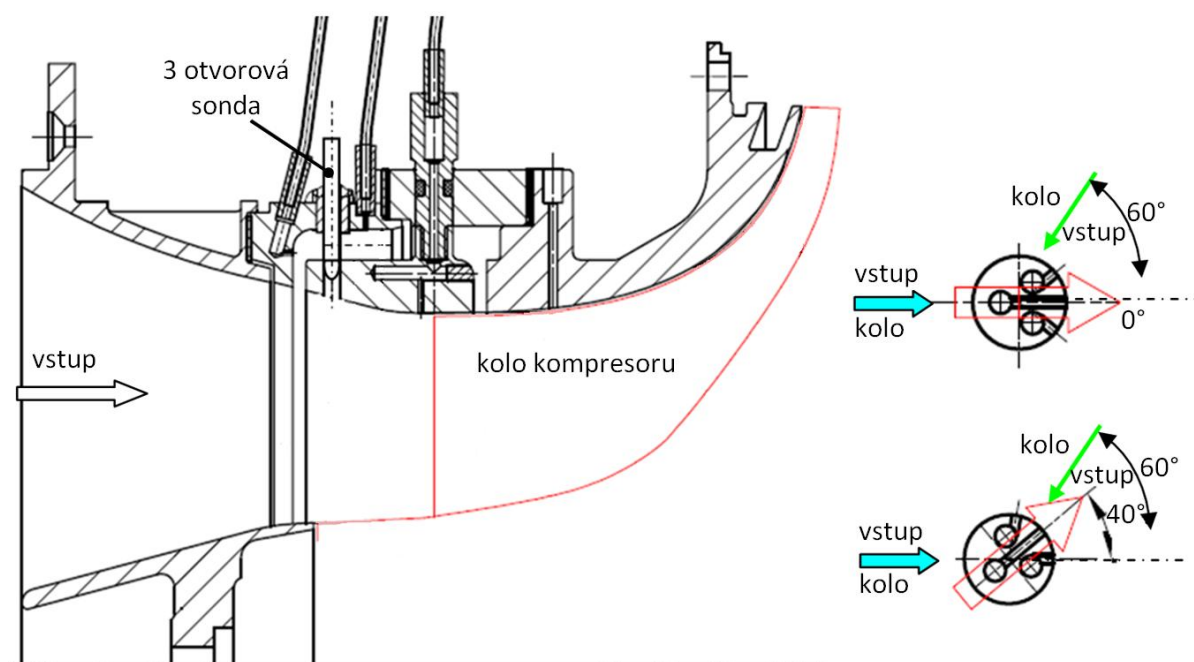
bezrozměrná rychlost

$$p_{c9} [\text{Pa}]$$

celkový tlak měřený 3 otvorovou sondou

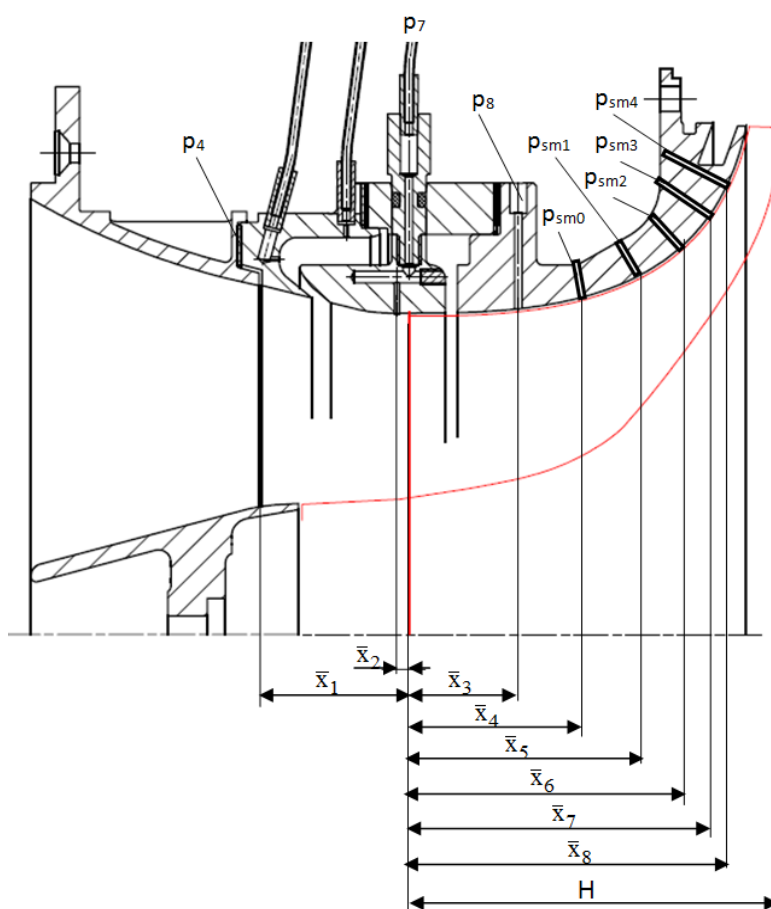
$$T_{c9} [\text{K}]$$

teplota měřená v OK



Obr. 8.6 Schematické znázornění měření pomocí tříotvorové sondy

Rozložení statických tlaků po vnějším meridiánu kompresoru bylo měřeno za účelem posouzení tlakového spádu v OK. Odběry statických tlaků ve vstupu a po vnějším meridiánu kola kompresoru jsou označeny na Obr. 8.7.



Obr. 8.7 Rozložení jednotlivých odběrů statických tlaků po meridiánu kompresoru

Poměrné souřadnice jednotlivých odběrů na vnějším meridiánu kompresoru jsou uvedeny v Tabulka 8.3 Poměrné souřadnice odběrů tlaku na vnějším meridiánu kompresoru Na základě naměřených hodnot tlaků lze přibližně stanovit velikost tlakového spádu v OK. Poměrné souřadnice byly stanoveny jako poměr polohy odběru a délky lopatky kompresoru

$$\bar{x} = \frac{x}{H} \quad (8.25)$$

kde: H [mm]

délka lopatky oběžného kola (Obr. 8.7)

Tabulka 8.3 Poměrné souřadnice odběrů tlaku na vnějším meridiánu kompresoru

p_4	p_7	p_8	p_{sm0}	p_{sm1}	p_{sm2}	p_{sm3}	p_{sm4}
\bar{x}_1	\bar{x}_2	\bar{x}_3	\bar{x}_4	\bar{x}_5	\bar{x}_6	\bar{x}_7	\bar{x}_8
-0.388	-0.028	0.274	0.425	0.570	0.696	0.789	0.851

8.4 Výsledky měření na kompresoru

8.4.1 Charakteristiky kompresoru s obtokovým kanálem

Na základě výsledků měření prováděných na modelu OK bylo rozhodnuto měřit charakteristiku kompresoru s OK, který má šířku VŠ 1, 1.8 a 3 mm a to ve variantách s šikmou VÝŠ (Obr. 8.3 a)) a kolmou VÝŠ (Obr. 8.3 b)). Hlavní pozornost byla zaměřena na nejčastější provozní otáčky motoru 86, 91, 95 a 100%. Pro některá uspořádání OK byl kompresor také prověřován pro maximální otáčky 103% a pro nižší otáčky 52, 60, 69, 78 a 81%.

Zkoušky kompresoru s OK byly nejprve zahájeny ověřovacími měřeními v PBS a následně ve VZLÚ pro variantu se šikmým výstupem, kdy šířka VŠ byla 1.8 mm a šířka VÝŠ byla 2,06 mm. Účelem těchto zkoušek bylo porovnání naměřených dat získaných na obou zkušebnách. Vyhodnocení ukázalo, že data z obou zkušeben jsou porovnatelná a bez významnějších rozdílů. Následovala měření prováděná ve VZLÚ zaměřená na OK s kolmým výstupem a to pro varianty, kdy VŠ měla šířku 1 a 1.8 mm a VÝŠ konstantní šířku 3.2 mm. Všechna měření byla provedena s VŠ, která má ostrou náběžnou hranu (ONH). Další měření ve VZLÚ provedena nebyla, neboť došlo k závadě na experimentálním motoru TX001.

Vliv provedení VÝŠ, pro variantu se VŠ 1.8 mm, je uveden na Obr. 8.8 a Obr. 8.9. Jsou zde uvedeny výsledky měření se šikmou VÝŠ s šířkou 2.06 mm a kolmou VÝŠ s šířkou 3.2 mm. Z výsledků měření je zřejmé, že jak stlačení, tak i účinnost se u obou variant liší minimálně.

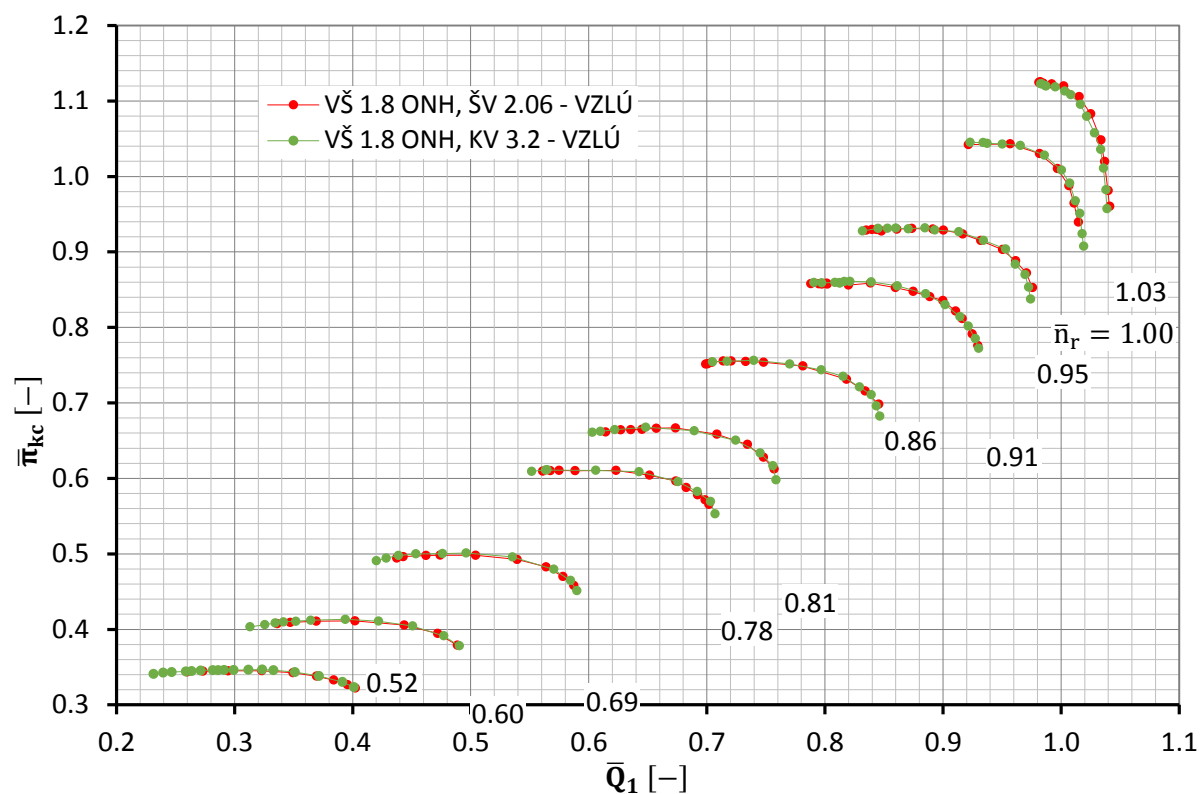
Vliv šířky VŠ pro kolmou VÝŠ šířky 3.2 mm je uveden na Obr. 8.10 a Obr. 8.11. Šířka VÝŠ je v obou případech stejná 3.2 mm. Měření se VŠ šířky 1 mm bylo provedeno pouze pro provozní otáčky motoru, tj. 86, 91, 95 a 100%. Proto je i srovnání provedeno pouze pro tyto otáčky. Podobně jako v předcházejícím případě jsou rozdíly v průběhu charakteristik minimální.

Na závěr bylo provedeno porovnání veškerých měření provedených v PBS a ve VZLÚ pro varianty OK s kolmým a šikmým výstupem, jež jsou uvedena ve společném diagramu na Obr. 8.12 a Obr. 8.13.

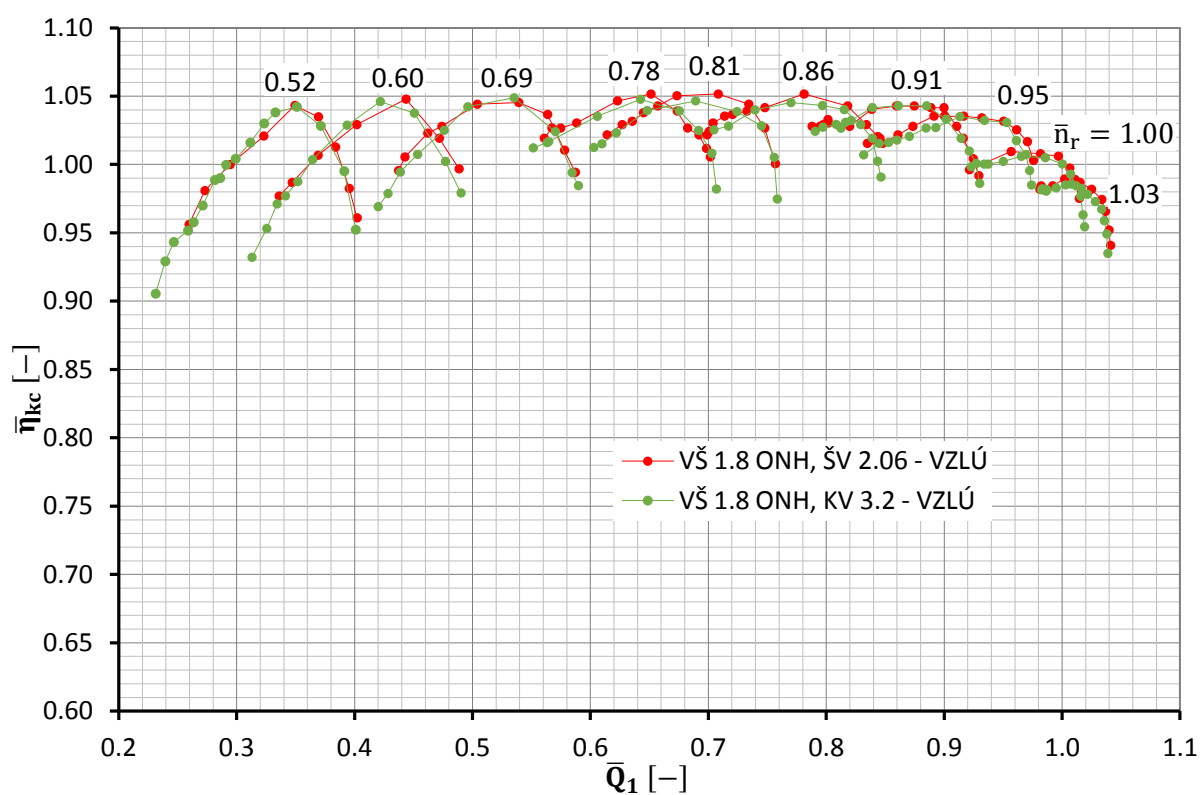
8.4.2 Rozložení parametrů proudu za výstupem z obtokového kanálu ve vstupním kanálu

Rychlostní pole na výstupu z OK bylo možné měřit pouze u varianty s kolmým výstupem, která umožňuje instalaci a posuv tříťvorové sondy (Obr. 8.3 b)). Toto měření bylo provedeno pouze u varianty se VŠ 1.8 mm a VÝŠ 3.2 mm při otáčkách kompresoru 91 a 100%. Z měřených tlaků na tříťvorové sondě bylo vyhodnoceno:

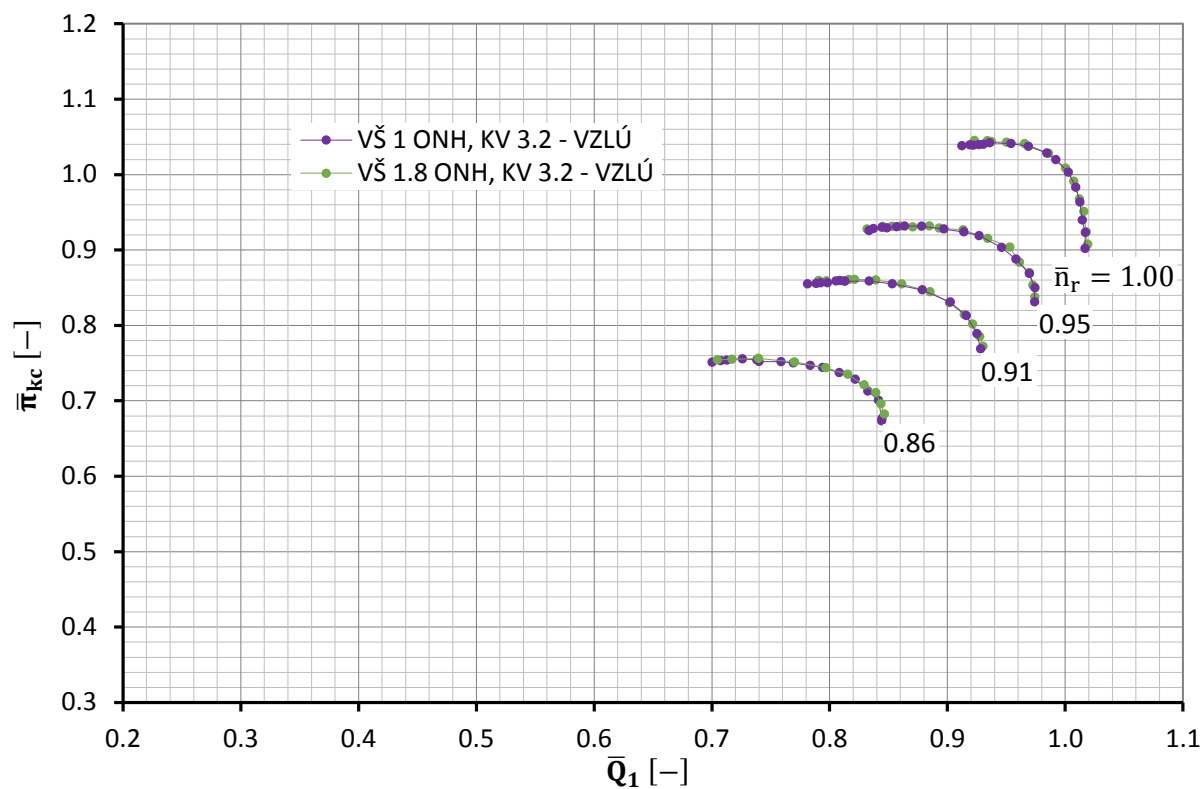
- úhel vystupujícího proudu α (Obr. 8.14)
- osová složka rychlosti proudu c_a (Obr. 8.15)
- obvodová složka rychlosti proudu c_u (Obr. 8.16)
- celkový tlak p_c (Obr. 8.17)
- statický tlak p_s (Obr. 8.18)



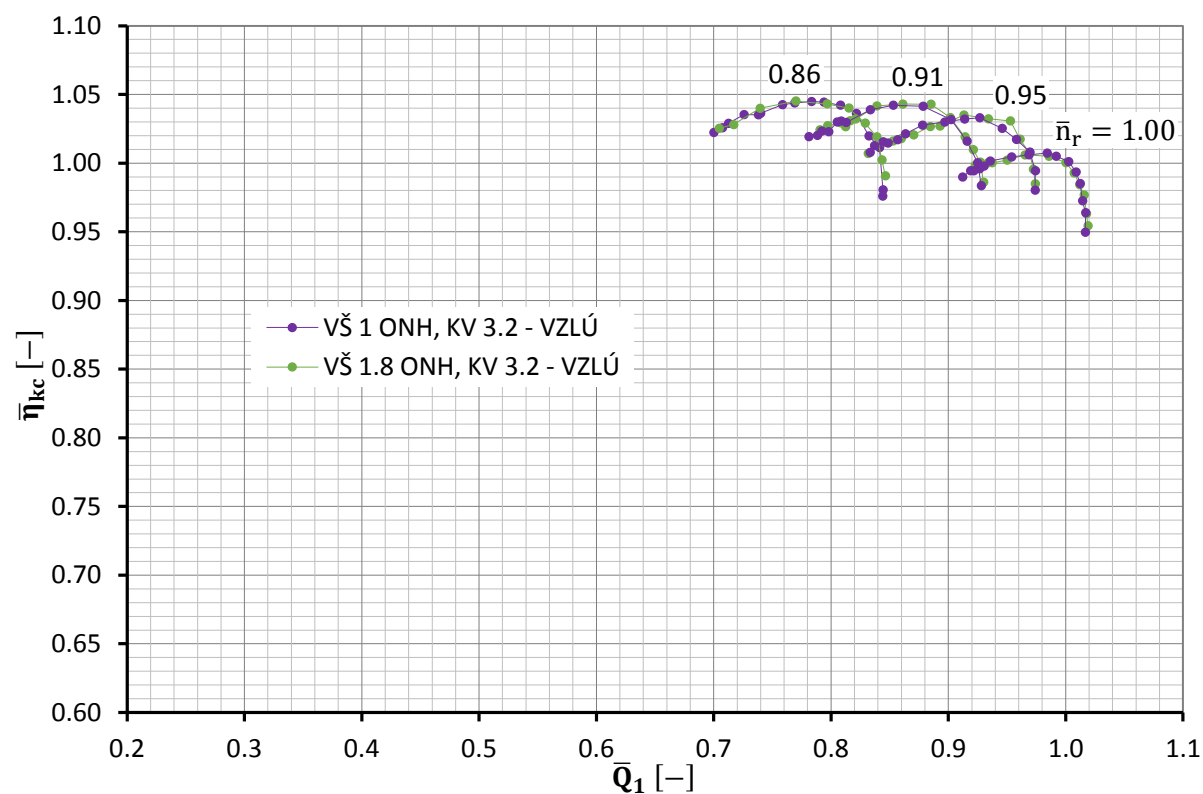
Obr. 8.8 Vliv provedení VŽ na charakteristiku kompresoru - stlačení



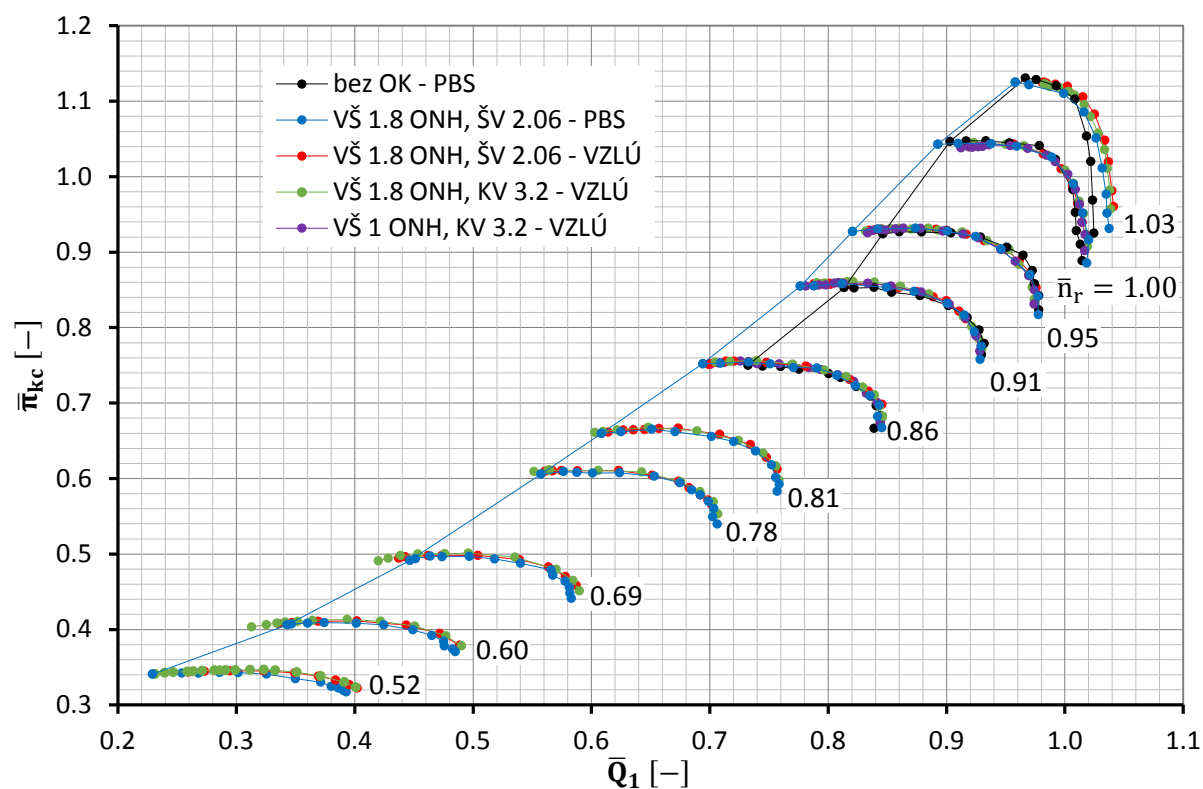
Obr. 8.9 Vliv provedení VŽ na charakteristiku kompresoru - účinnost



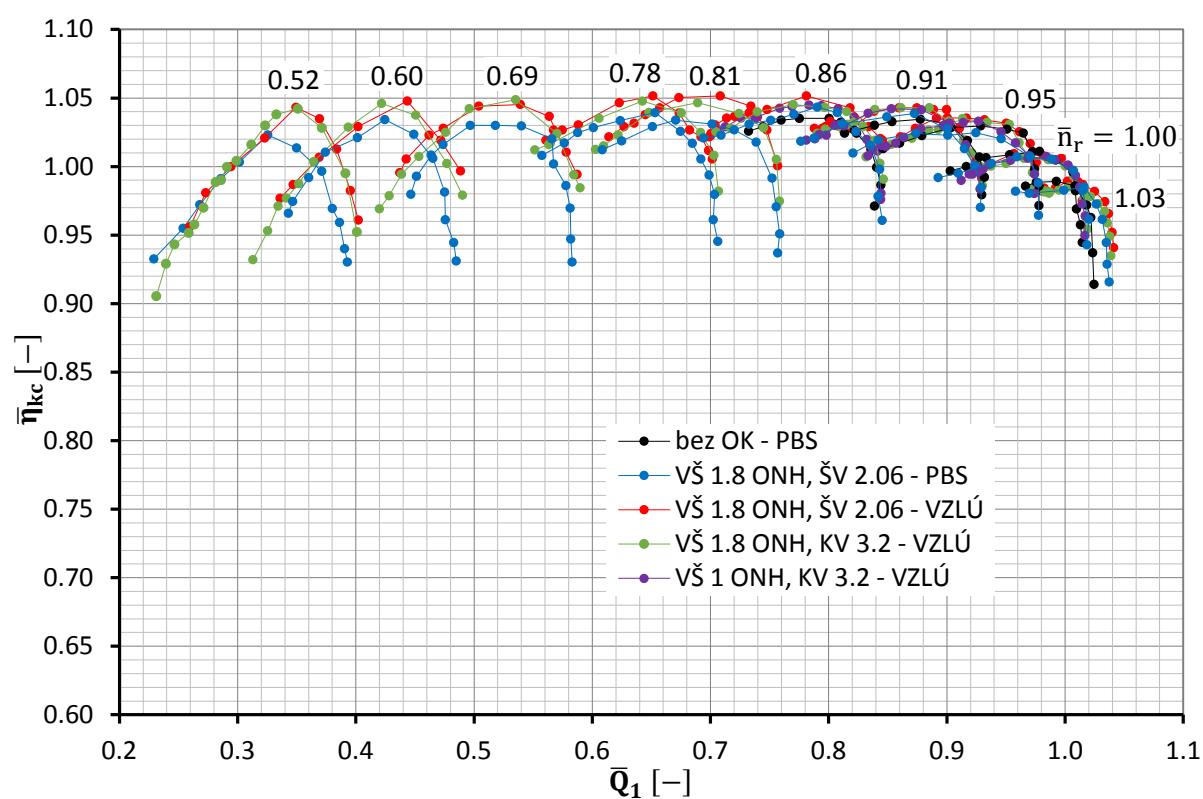
Obr. 8.10 Vliv provedení VŠ na charakteristiku kompresoru – stlačení



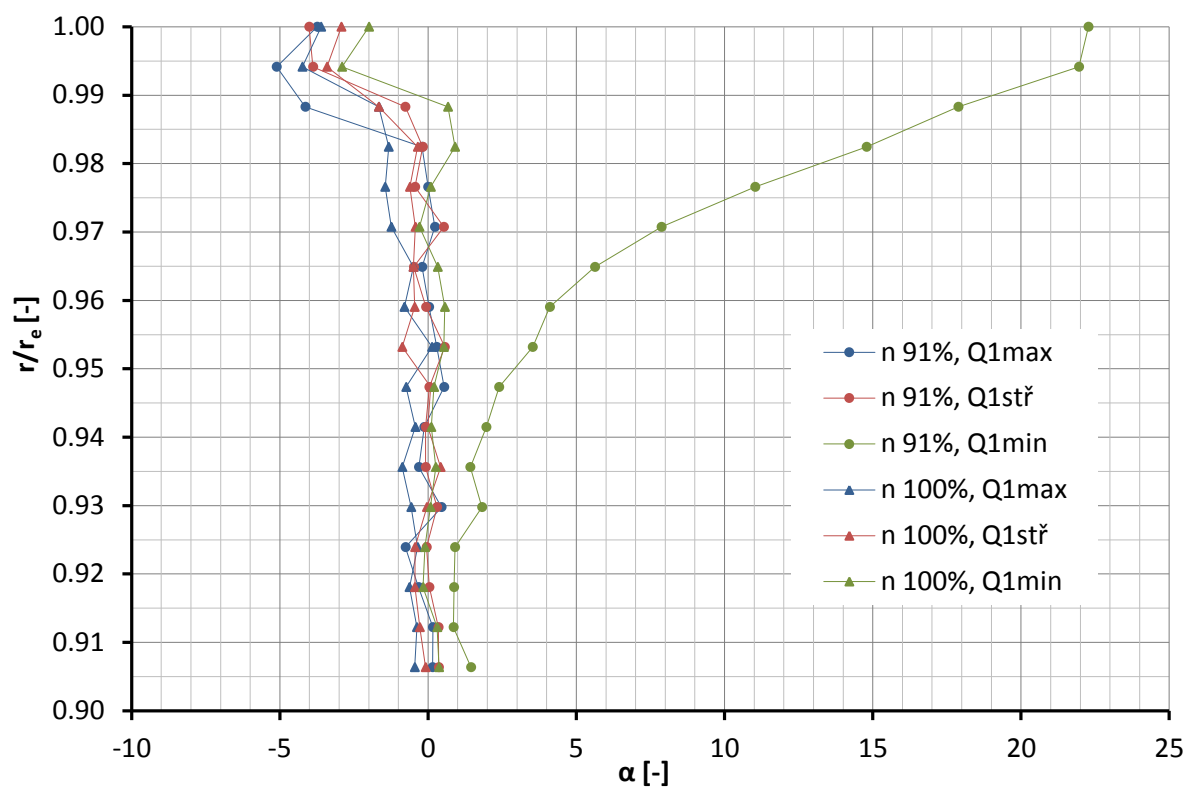
Obr. 8.11 Vliv provedení VŠ na charakteristiku kompresoru - účinnost



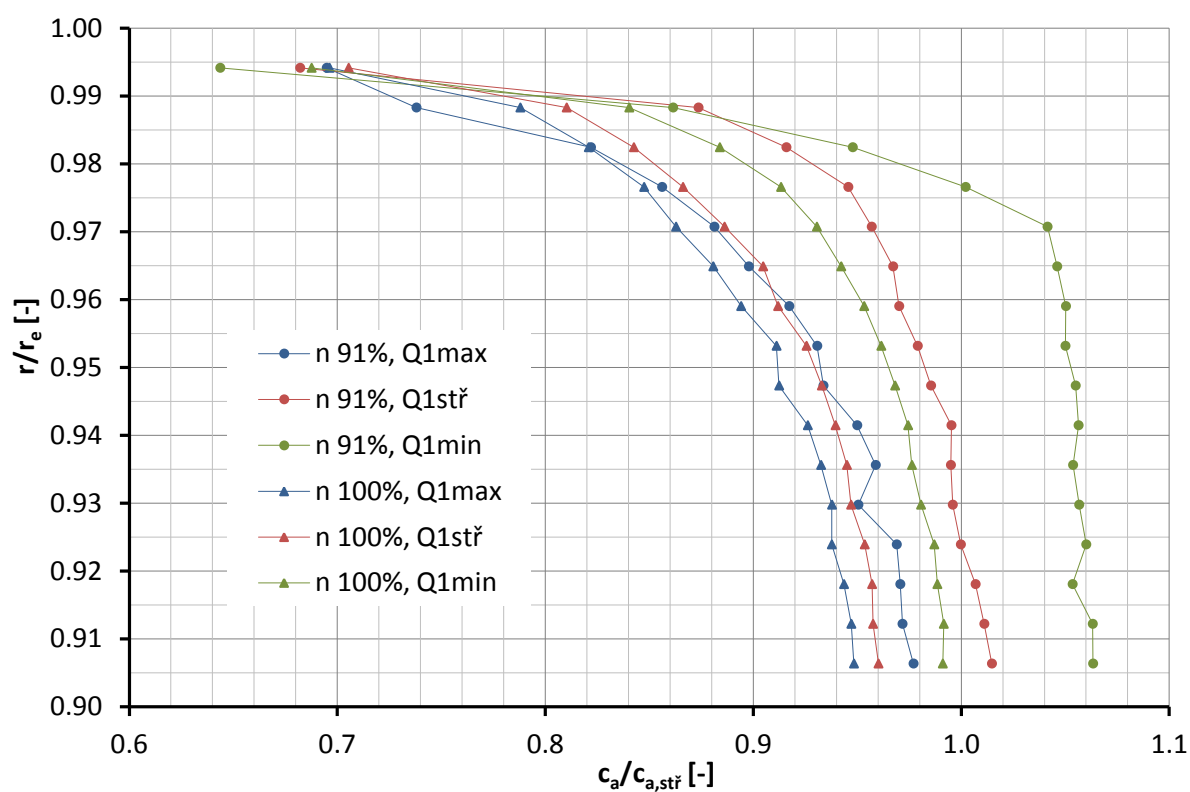
Obr. 8.12 Porovnání všech měřených variant OK s kompresorem bez OK - stlačení



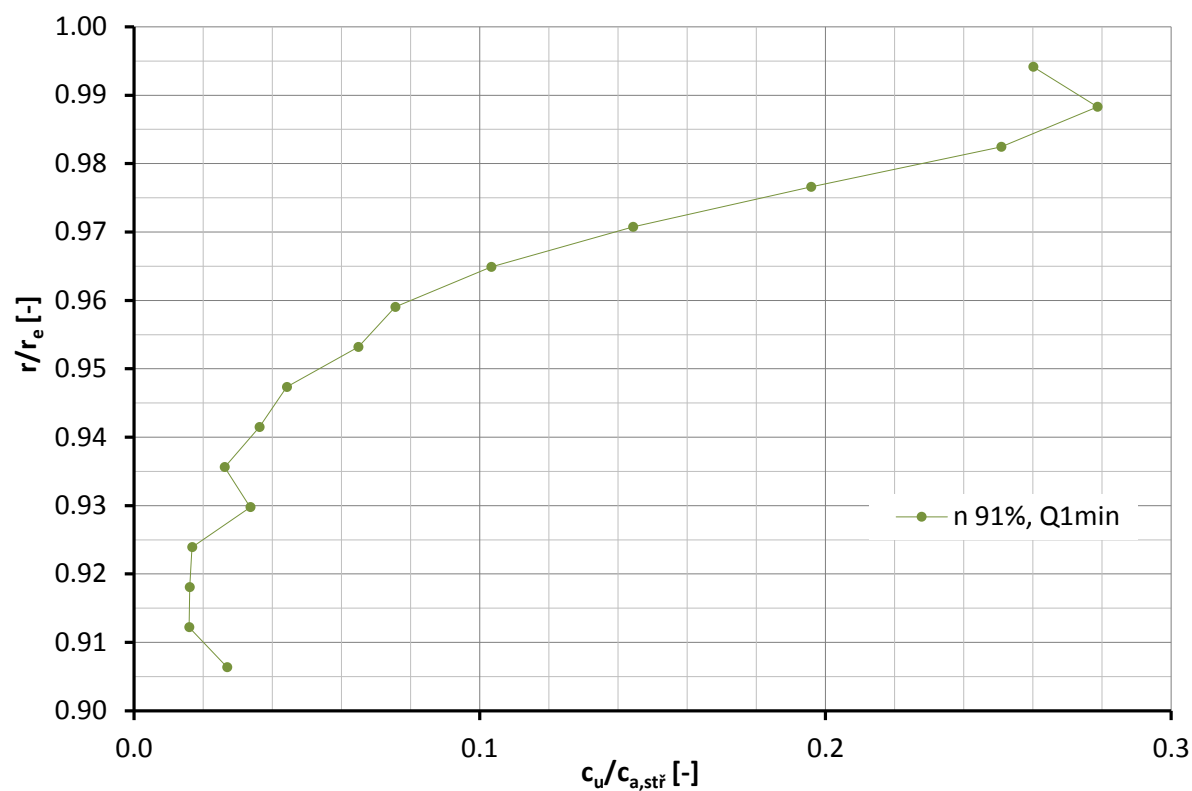
Obr. 8.13 Porovnání všech měřených variant OK s kompresorem bez OK - účinnost



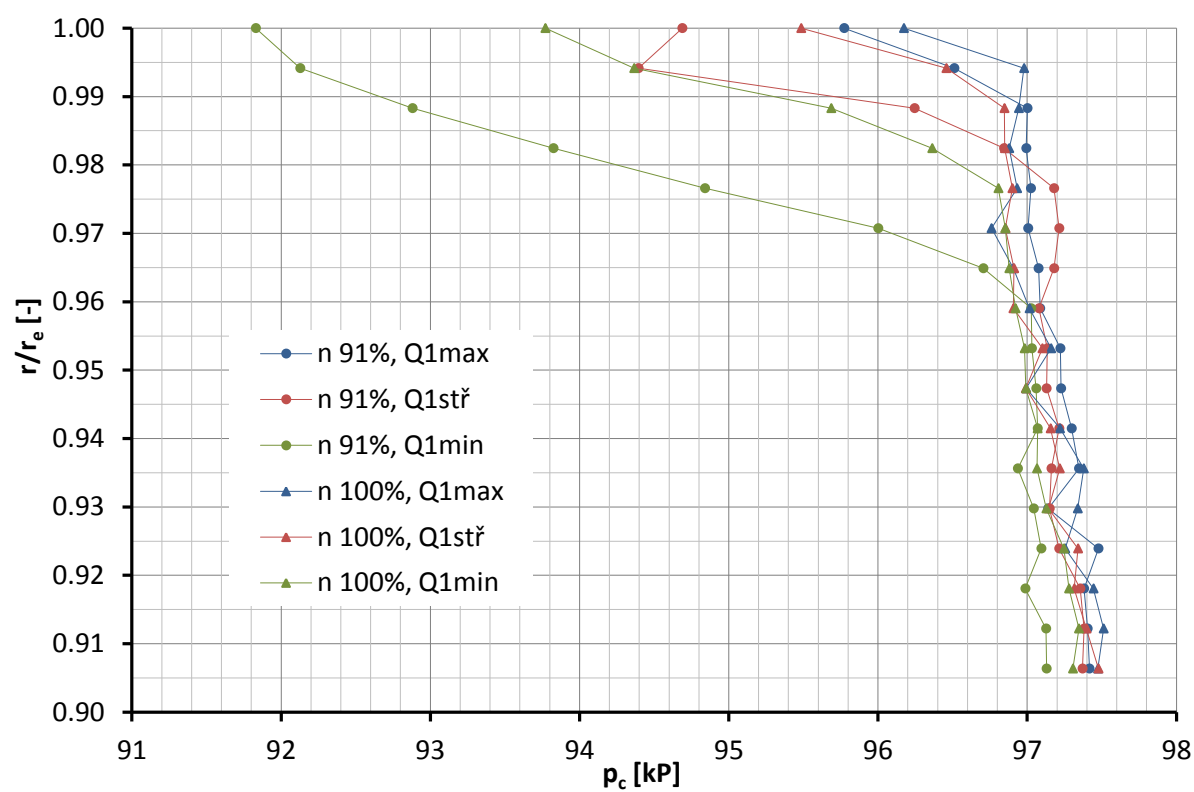
Obr. 8.14 Úhly proudu za výstupem z OK



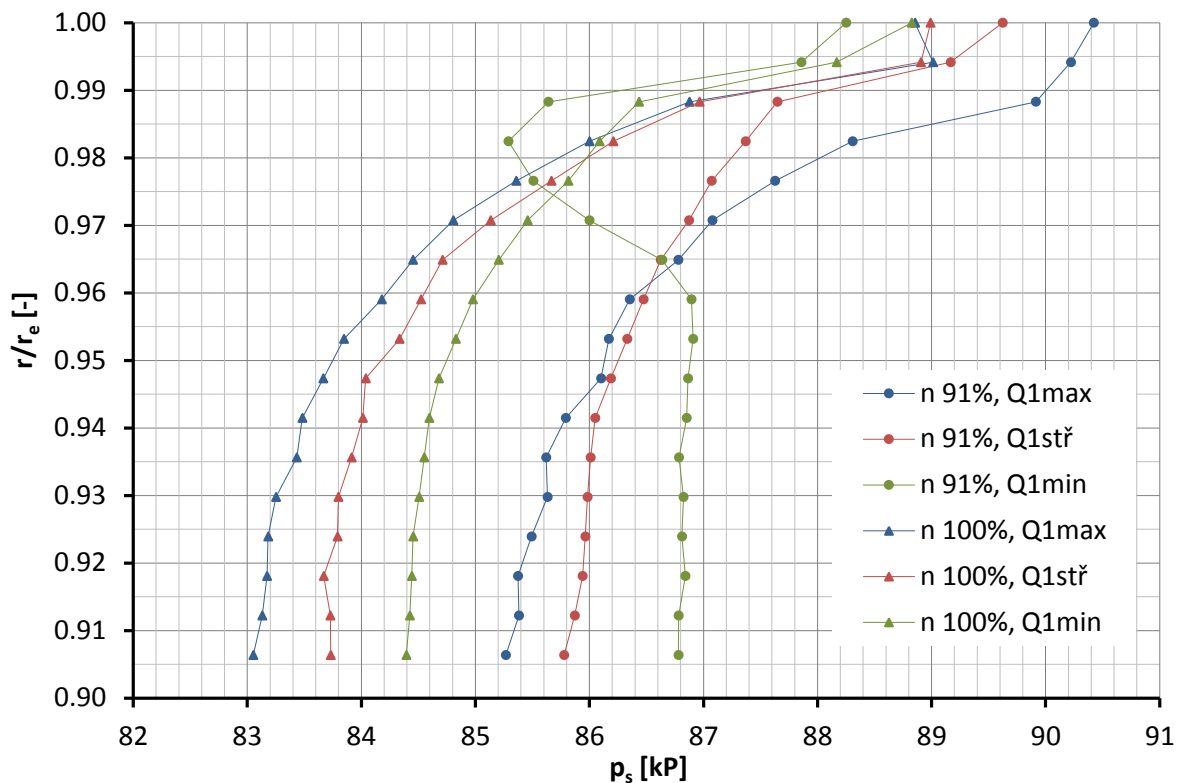
Obr. 8.15 Poměrná osová složka rychlosti za výstupem z OK



Obr. 8.16 Poměrná obvodová složka rychlosti za výstupem z OK



Obr. 8.17 Rozložení celkového tlaku za výstupem z OK



Obr. 8.18 Rozložení statického tlaku za výstupem z OK

8.4.3 Průtok vzduchu uvnitř obtokového kanálu

Sonda byla v OK nastavena do jeho střední části a to nejdříve ve směru osy kompresoru na úhel 0° , ve směru červené šipky (Obr. 8.6). Měření v tomto nastavení sondy se provádělo při otáčkách 91% a 100% a to při maximálním, středním a minimálním (poblíž pumpovní hranice) průtoku kompresorem.

Podtlaky měřené ve všech otvorech sondy byly při otáčkách kompresoru 100% přibližně stejné, což vedlo k úvaze, že proud vzduchu natéká na sondu ze zadní části, tj. ve směru vstup/kolo (modrá šipka na Obr. 8.6). Měřený podtlak se zmenšoval při poklesu hmotnostního průtoku kompresorem, což dle Obr. 8.19 odpovídalo poklesu průtoku v OK (Tabulka 8.4).

Při snížení otáček na 91% byly podtlaky ve všech otvorech přibližně stejné a to v režimu maximálního a středního průtoku kompresorem. Změna měřených podtlaků byla podobná jako při vyšších otáčkách. Pouze při nastavení minimálního průtoku kompresorem se měřené podtlaky zcela změnily. Střední a pravý (M a P) otvor měly přibližně stejné podtlaky, neboť se nacházely v úplavu (Obr. 8.19), avšak levý (L) otvor měl podtlak podstatně menší (Tabulka 8.4 modré hodnoty). Znamenalo to, že proud vzduchu v OK změnil směr a obtékal sondu ze směru kolo/vstup (zelená šipka na Obr. 8.6)

Sonda byla přestavena tak, aby úhel mezi osou středního otvoru sondy a osou kompresoru byl 40° (Obr. 8.6). Toto přestavení sondy umožňovalo určit směr proudu v OK, pokud jeho úhel od osy kompresoru byl větší než 40° . Při otáčkách 100% se naměřily ve všech otvorech stejné podtlaky, tedy vzduchu nabíhal ze zadní strany sondy vstup/kolo (modrá šipka na Obr. 8.6) a všechny otvory byly stále v úplavu (Obr. 8.19).

Při snížených otáčkách na 91%, při nastavení průtoku v kompresoru na maximální a střední průtok, byly podtlaky stejné jako v předcházejícím nastavení sondy na 0° . V okamžiku přestavení průtoku na minimum se významně změnily měřené podtlaky. Hodnoty podtlaků v levém a středním

otvoru klesly a byly od sebe vcelku málo odlišné. Podtlak v pravém otvoru byl podstatně větší (Tabulka 8.4 červené hodnoty). S použitím cejchovních polynomů sondy tak bylo možné vypočítat úhel nabíhajícího proudu a ostatní parametry proudu pro tento případ proudění v OK.

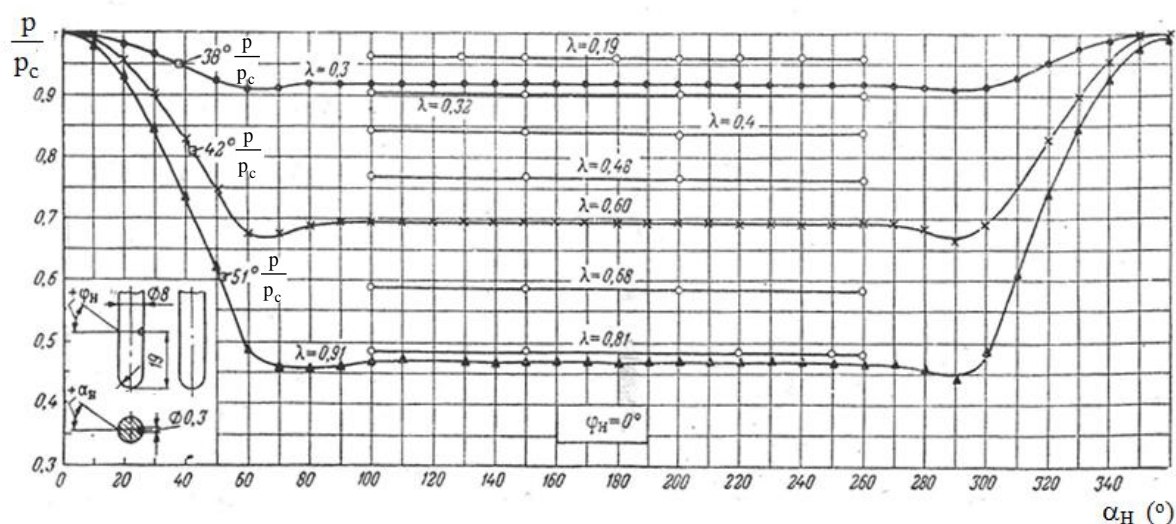
Vypočtené parametry proudu pro minimální průtok kompresorem při otáčkách 91% jsou:

- úhel náběhu -21.4° , což odpovídá úhlu cca 61° od osy kompresoru
- bezrozměrná rychlost $\lambda = 0.2083$ ($\lambda_a = 0.101$, $q(\lambda_a) = 0.1587$)
- celkový tlak $p_c = 96.33$ kPa
- střední celková teplota měřená v OK $T_{c9} = 314.6$ K

Dosažením do rovnice spojitosti určíme poměrný průtok v OK: $Q_{IRC}/Q_1 = 0.0479$, tj. přibližně 4,8%.

Tabulka 8.4 Podtlaky v jednotlivých otvorech tříotvorové sondy p_L , p_M , p_P [kPa]

ot./úhel	91% / 0°			91% / 40°			100% / 0°			100% / 40°		
	L	M	P	L	M	P	L	M	P	L	M	P
Q_{\max}	14,0	13,8	14,1	14,2	13,8	14,1	21,5	20,7	21,9	21,9	20,9	20,7
$Q_{\text{stř}}$	9,4	9,8	9,9	9,4	9,4	9,9	18,4	18,0	18,3	18,6	17,7	17,7
Q_{\min}	5,0	8,3	8,1	4,2	4,4	7,9	12,9	13,9	13,0	12,4	12,4	12,9



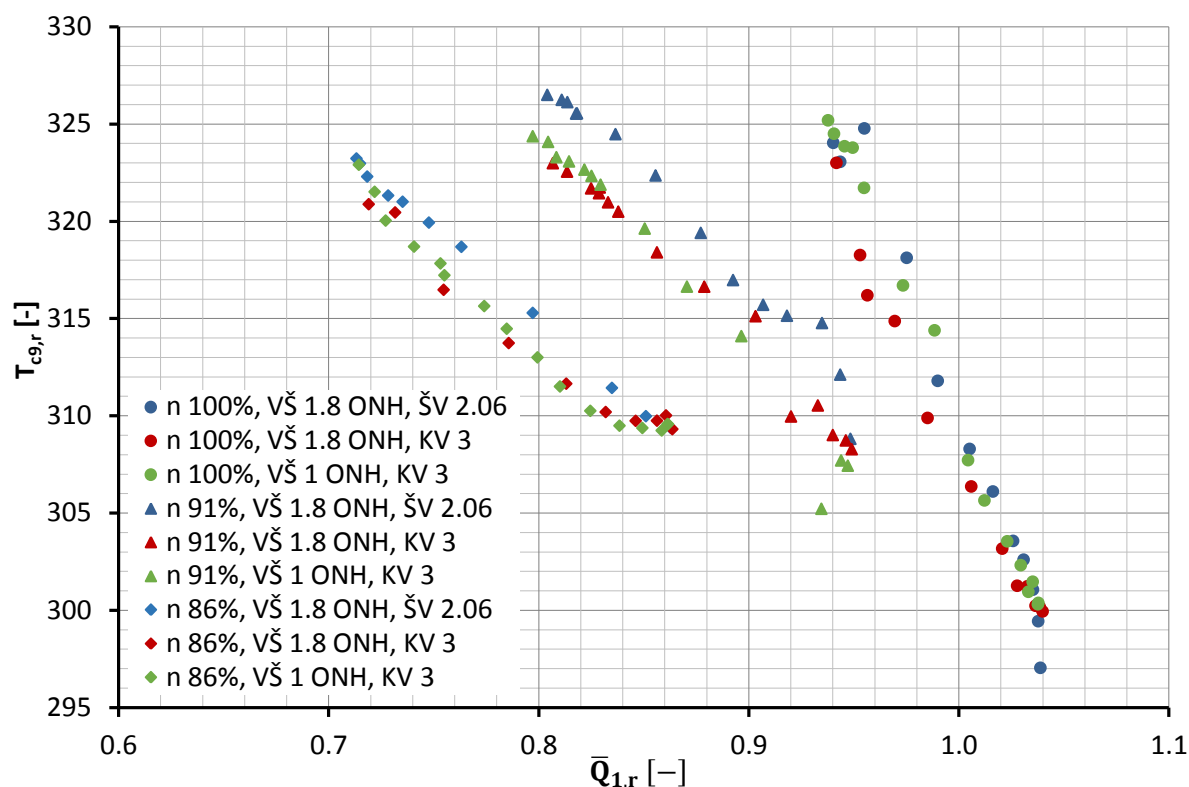
Obr. 8.19 Rozložení tlaku v závislosti na úhlu nabíhajícího proudu α_H na sondu, [14]

Výsledky měření tříotvorovou sondou částečně podpořil i průběh teplot měřených v OK (Obr. 8.20). Aby bylo možné porovnat měřené teploty OK při různých vstupních teplotách do kompresoru, byl proveden výpočet redukované střední teploty v OK dle výrazu:

$$T_{c9,r} = \frac{T_{c9,\text{stř}}}{T_{c1}} \cdot 288,15 \quad (8.26)$$

kde: $T_{c9,\text{stř}}$ [K]
 T_{c1} [K]

střední teplota určená ze 4 měřených teplot v OK
 tlak před kompresorem



Obr. 8.20 Teploty měřené v OK

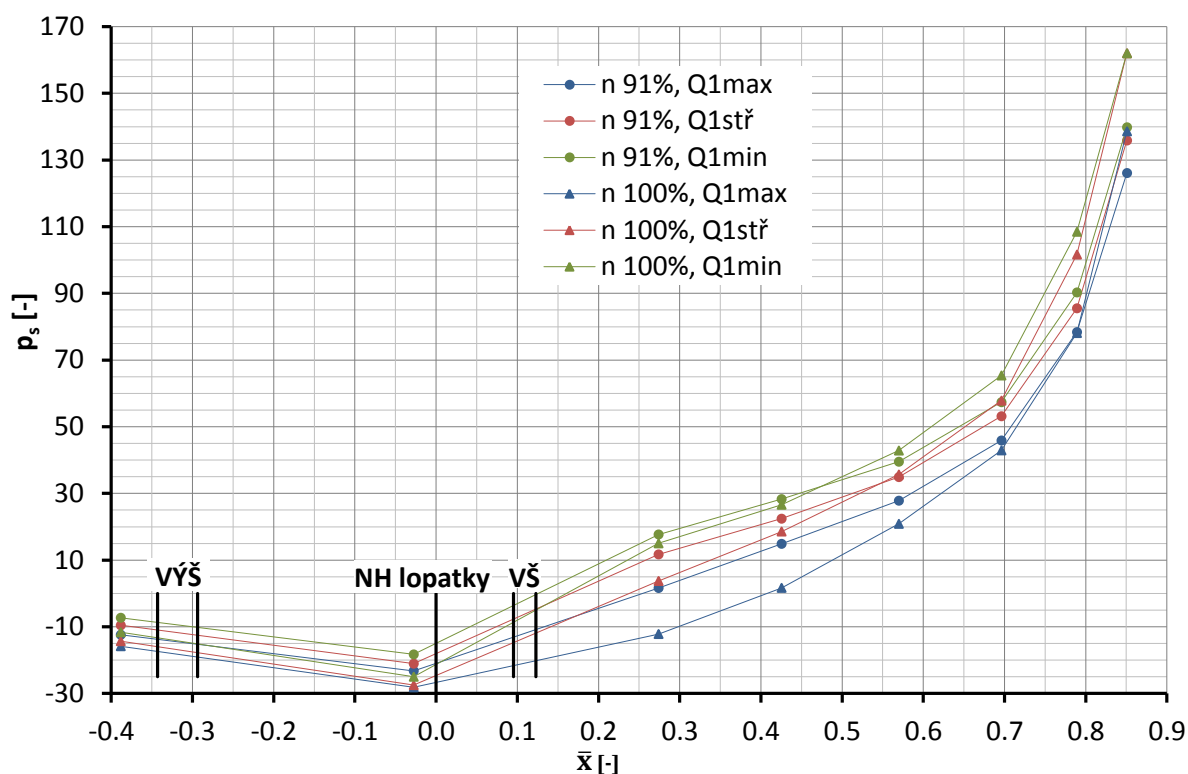
Rozložení redukovaných teplot měřených v konfiguracích OK se šikmým výstupem (ŠV) a kolmým výstupem (KV) s šířkou VŠ 1 a 1.8 mm ukazuje, jak proudí vzduch v OK. Z Obr. 8.20 je zcela zřejmé, že pro vysoké otáčky (100%), je teplota vzduchu při maximálním průtoku relativně nízká, což jednoznačně způsobuje vzduch proudící ze vstupu do kompresoru (modrá šipka na Obr. 8.6). To potvrzuje i měření tříotvorovou sondou uvnitř OK. Při otáčkách 91% jsou teploty vzduchu v OK poněkud vyšší, což znamená, že množství vzduchu protékajícího ze vstupu do kompresoru je podstatně menší než na otáčkách 100%. Při otáčkách 86% je teplota vzduchu v OK při maximálním průtoku kompresorem nejvyšší, neboť v tomto režimu chodu kompresoru protéká vzduch opačným směrem, tj. od kompresoru do vstupu (zelená šipka na Obr. 8.6). Teploty vzduchu měřené v OK jsou poměrně vysoké, zvláště při minimálních průtocích kompresorem při jednotlivých otáčkách. Tato vyšší teplota vzduchu je způsobena intenzivním přestupem tepla ze stěn OK do vzduchu.

8.4.4 Rozložení statických tlaků na vnějším meridiánu kola

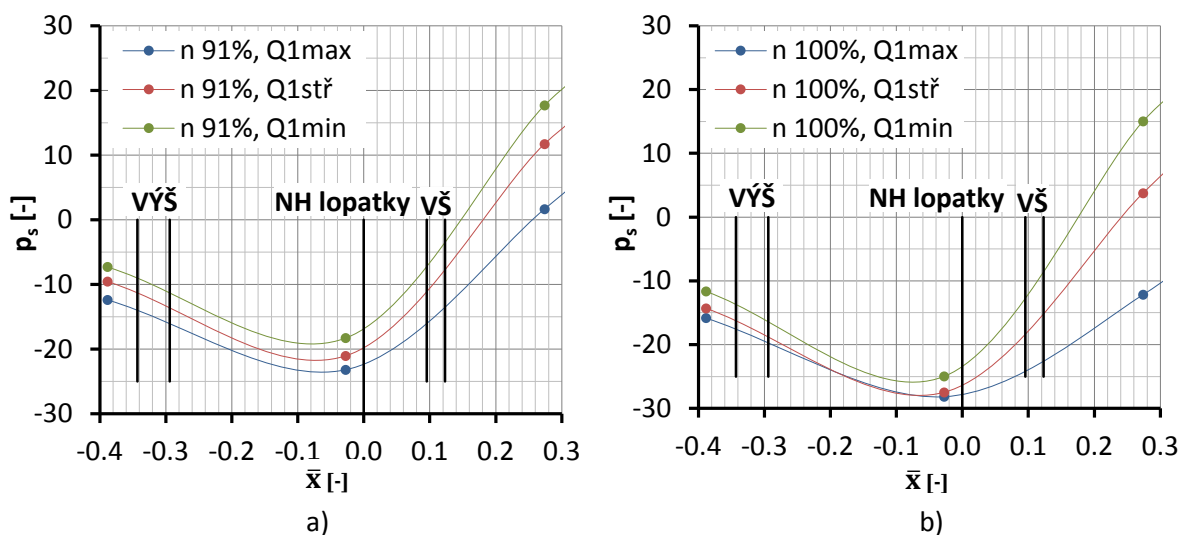
Místa měření statických tlaků na vnějším meridiánu jsou vyznačena na Obr. 8.7. Poměrné souřadnice jednotlivých odběrných míst jsou pak uvedené v Tabulka 8.3.

Rozložení statických tlaků na vnějším meridiánu měřené na otáčkách 91 a 100% při minimálním, středním a maximálním průtoku kompresorem je uvedeno na Obr. 8.21 a Obr. 8.22 a) a b). Vyznačené VŠ a VÝŠ umožňují přibližně určit tlakový spád, který ovlivňuje průtok v OK. Způsob odečítání tlaků, pro jednotlivé otáčky kompresoru a hmotnostní průtoky je naznačen na Obr. 8.23. Výsledky odečtení statických tlaků jsou pro OK s kolmým výstupem a šířkou VŠ 1.8 mm uvedeny v Tabulka 8.5. Tyto hodnoty tlakových spádů je třeba uvážit jako přibližné, neboť odběr tlaku v místě p_8 je z důvodu konstrukčních omezení poměrně hodně vzdálen od náběžné hrany lopatky a také od VŠ, což může ovlivnit vyznačený průběh tlaků. Přesto tyto odečtené tlakové spády ukazují na pravděpodobný průtok vzduchu v OK. Tedy pro případy kladných Δp protéká vzduch v OK od

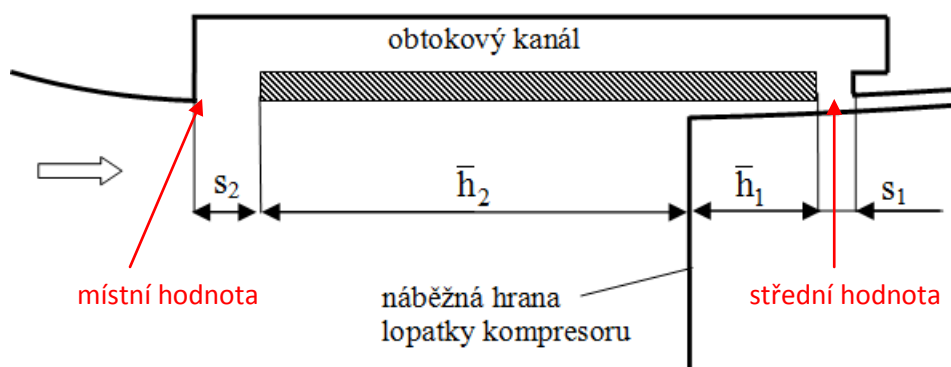
kompresoru do vstupu a naopak jsou-li tlakové spády záporné, proudí vzduch v OK ze vstupu do kompresoru, což také potvrzují měření prováděná tříťvorovou sondou uvnitř OK.



Obr. 8.21 Měřené rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru



Obr. 8.22 Detaily rozložení statických tlaků v oblasti OK pro: a) 91% otáček, b) 100% otáček kompresoru



Obr. 8.23 Schéma OK s vyznačením míst odečtu statických tlaků

Tabulka 8.5 Tlakové spády Δp [kPa] mezi VŠ a VÝŠ odečtené z Obr. 8.22

otáčky [%]	86	91	95	100
Q_{\min}	5	3	4	3
$Q_{\text{stř}}$	2	2	1	-1
Q_{\max}	1	-2	-3	-5

8.5 Hodnocení výsledků měření na kompresoru

Měření prováděná na experimentálním motoru TX001 vybaveném odstředivým kompresorem s OK měla prokázat vhodnost vybraných variant uspořádání OK. Již měření na modelu, ale i CFD simulacemi CFD bylo prokázáno, že tlakový spád mezi VŠ a VÝŠ je jedním z hlavních parametrů, které ovlivňují průtok v OK a tím i jeho vliv na charakteristiku kompresoru.

Tlakové spády určené z rozložení statických tlaků na vnějším meridiánu byly určovány pro všechny měřené konfigurace i pro všechny vybrané otáčky kompresoru. Pro prezentaci těchto výsledků byl vybrán diagram, uvedený na Obr. 8.21, ve kterém pro OK s kolmou VÝŠ 3.2 mm a VŠ šířky 1.8 mm byl statický tlak nejčastěji proměřován na provozních otáčkách 91 a 100%. Odečtené tlakové spády z Obr. 8.22 a uvedené v Tabulka 8.5 dávají představu o možném pohybu vzduchu v OK. Pokud jsou tlakové spády kladné, protéká vzduch od záběrníku z kola kompresoru směrem ke vstupu a naopak. V této souvislosti je třeba i vidět možnosti měření tohoto tlakového spádu. Především v oblasti kolem VŠ není dostatek podkladů pro přesné určení tlakových spádů, neboť tlak odebíraný v místě 8 (Obr. 8.3 a)) je vcelku hodně vzdálený od náběžné hrany kola kompresoru a tím i od VŠ. Je třeba vidět, že experimentální motor s kompresorem vychází ze sériového motoru. V oblasti poblíž náběžné hrany lopatky kola tak nebylo možné umístit odběry statického tlaku. Je třeba v této souvislosti uvážit, že místem, kde je umístěna VŠ prochází při provozních otáčkách křivá rázová vlna a tudíž odběr vzduchu je prováděn jak v nadzvukové, tak i podzvukové oblasti proudění vzduchu v záběrníku. Současně i existence VŠ ovlivní rozložení statických tlaků v této oblasti. Proto tlakové spády odečtené z diagramů na Obr. 8.22 pro minimální, střední a maximální průtok vzduchu nasávaného kompresorem jsou jen přibližným vyjádřením skutečně vytvořeného tlakového spádu v OK. I přes tyto nepřesnosti je možné určit, že pro záporný tlakový spád teče vzduch ze vstupu do kompresoru, což pro případy maximálních otáček (100%) a otáček 91% potvrzují i další měření prováděná uvnitř a na výstupu z OK.

Měření uvnitř OK bylo provedeno pro konfiguraci s kolmým výstupem a VŠ 1.8 mm pouze pro dvoje otáčky 100% a 91% a to pro hmotnostní průtoky kompresorem maximální, střední a minimální.

Tlaky změřené tříťotorovou sondou vcelku dobře ukázaly směr proudícího vzduchu v OK. Pevné uchycení sondy umožnilo pouze v jednom případě určit parametry proudu a jeho směr v OK. Jednalo se o otáčky 91% pro minimální průtok vzduchu kompresorem, kdy bylo možné pomocí cejchovních diagramů přibližně určit směr proudu procházejícího od kompresoru do vstupu, dále i bezrozměrnou rychlost λ , celkový a statický tlak v místě měření. Další plánovaná měření v OK, která měla upřesnit stanovené hodnoty, nemohla být realizovaná v důsledku poruchy experimentálního motoru TX001. Je třeba rovněž uvážit, že prodění uvnitř OK je velmi nerovnoměrné, což dokazují všechny numerické simulace. Je tedy zřejmé, že jeden měřený bod není možné použít k detailnímu rozboru proudění uvnitř OK. Přesto i tento, přibližně změřený průtok v OK byl nepřímo potvrzen měřením teplot v OK a měřením rychlostí na výstupu z OK.

Měření teplot prováděné 4 termočlásky v OK dává přibližnou představu nejen o teplotě proudícího vzduchu, ale i o směru, kterým vzduch proudí. Vypočtené redukované teploty vzduchu, určené ze střední hodnoty měřených teplot, vykazují poměrně vysoké hodnoty, které neodpovídají stlačování a oteplení vzduchu v malé vzdálenosti od náběžné hrany lopatky kompresoru a to především v případě minimálních průtoků vzduchu kompresorem bez rozdílu otáček (Obr. 8.20). Je tedy zřejmé, že hlavní přívod tepla do vzduchu proudícího v OK nastává přenosem tepla ze skříně kompresoru. Přenos tepla je tím větší, čím se přibližujeme k pumpovní hranici. Při dosažení stavu pumpování kompresoru dosahují teploty vzduchu v OK až 70°C. Pripustíme-li skutečnost, že vzduch v oblasti maximálního průtoku kompresorem proudí, při vysokých otáčkách kompresoru (91 až 100%) od vstupu do kompresoru, potom relativně chladný vzduch přicházející ze vstupu výrazně sníží teplotu měřenou termočlásky, což je zřejmé na otáčkách 100, 96 i 91% (Tabulka 8.4).

Rychlostní pole, měřené za výstupem z OK, také jednoznačně potvrzuje směr proudění v OK. Tříťotorovou sondou prováděná detailní měření parametrů proudu 4 mm za výstupem z OK ukázala nepatrné rozvíření proudu na otáčkách 100% a také pro otáčky 91% na maximálním a středním průtoku vzduchu kompresorem (Obr. 8.14). Tato skutečnost jednoznačně dokumentuje, že pro tyto režimy chodu kompresoru nevychází z OK žádný vzduch, ale naopak vzduch ze vstupu vstupuje do OK. Pouze při minimálním průtoku na otáčkách 91% dojde k výraznému rozvíření v oblasti za OK, kde se mísí vzduch vystupující z OK s hlavním proudem což dokumentuje, že v tomto režimu chodu kompresoru prochází vzduch v OK od kompresoru do vstupu. Totéž potvrzuje i průběh osové složky rychlosti poblíž stěny vstupního kanálu na otáčkách 91% při minimálním průtoku vzduchu. Proud vzduchu vystupující z OK výrazně ovlivňuje rozložení osové složky rychlosti (Obr. 8.15). Podobně i rozložení statického tlaku ukazuje, že pouze pro případ průtoku vzduchu v OK od kompresoru do vstupního kanálu nastane změna v jeho rozložení v blízkosti stěny, ve srovnání s ostatními průběhy p_s , kdy proud vzduchu v OK protéká opačně, tj. ze vstupu do kompresoru (Obr. 8.18). Průtoky vzduchu v OK se více či méně promítají do průběhu charakteristiky kompresoru.

Charakteristiky kompresoru změřené pro různé konfigurace OK s kolmým i šikmým výstupem a se VŠ 1 a 1.8mm ukazují, že vliv OK na průběh charakteristiky je vcelku příznivý. Vliv šikmé nebo kolmé VŠ pro VŠ šířky 1.8 mm se ukazuje jako minimální a to jak z pohledu průběhu stlačení kompresoru, tak i jeho účinnosti. Podobně i vliv velikosti VŠ 1 a 1.8 mm, pro kolmý výstup, vykazuje v oblasti pracovních otáček kompresoru 86 až 100% minimální rozdíly v průběhu stlačení i účinnosti. Pouze v drobných detailech se ukazuje mírně vyšší stlačení a účinnost pro VŠ šířky 1.8 mm. V komplexní charakteristice uvedené pro všechna realizovaná měření se přece jenom drobné rozdíly v průběhu charakteristiky objevují (Obr. 8.12 a Obr. 8.13). Velmi příznivý je průběh pumpovní hranice v oblasti provozních otáček 86 až 100%, kdy kompresor bez OK má rozsah stabilní práce

menší než kompresor s OK. Navíc pro nízké otáčky se ukazuje další rozšíření stabilní oblasti charakteristiky pro variantu s kolmým výstupem a VŠ šířky 1.8 mm. Při pohledu na průběhy účinností jsou zřejmé vyšší hodnoty pro kompresory s OK. Na nízkých otáčkách se poněkud rozcházejí účinnosti měřené v PBS a ve VZLU. Jelikož je stlačení u kompresorů přibližně stejné jsou rozdíly v účinnostech dané měřením teplot za kompresorem. V této souvislosti je třeba připomenout, že právě pro nižší stlačení v kompresoru změna teploty o 1K znamená změnu účinnosti o 0.7 až 1%. Při pohledu na body v charakteristice kompresoru je možné konstatovat, že toto měření bylo prováděno velmi pečlivě a to při ustáleném chodu motoru TX001. Udržet stálé otáčky motoru při přestavování hmotnostního průtoku prostřednictvím regulované trysky není v praxi proveditelné. Z tohoto důvodu byly všechny naměřené body, s použitím metody malých změn, přepočteny na konstantní zvolené otáčky a tyto body pak vyneseny v charakteristice. Přesto, že byly detailně proměřeny pouze 3 konfigurace OK, jsou průběhy stlačení i účinnosti v charakteristice kompresoru s OK velmi příznivé, což dává předpoklady použití nově navrhovaného kompresoru s OK v praxi.

9 Porovnání výpočtů s měřením na modelu a kompresoru

9.1 Průtok v obtokovém kanálu

Poměrné průtoky v OK měřené na modelu a určené pomocí CFD simulací na kompresoru jsou vyneseny na Obr. 9.1. V tomto diagramu je také vynesena jediný bod změřený tříotvorovou sondou v OK pro konfiguraci s kolmým výstupem 3.2 mm, VŠ šířky 1.8 mm, pro otáčky kompresoru 91% a minimální průtok kompresorem. Poměrný průtok byl vypočten 4.8%, přičemž tlakový spád v OK odečtený pro příslušný průtok a uvedený v Tabulka 8.5 je 3 kPa. Z umístění tohoto bodu je zřejmé, že přibližně odpovídá skupině bodů měřených na modelu OK se VŠ 1.8 mm, ale i bodům počítaným na kompresoru pro variantu s kolmým výstupem (šířka VŠ 3 mm) se VŠ šířky 2 mm. Jelikož nebylo možné měřit další průtoky v OK s ohledem na již zmíněnou havárii experimentálního motoru TX001, je třeba se pro současnost spokojit s jedním bodem z měření na kompresoru.

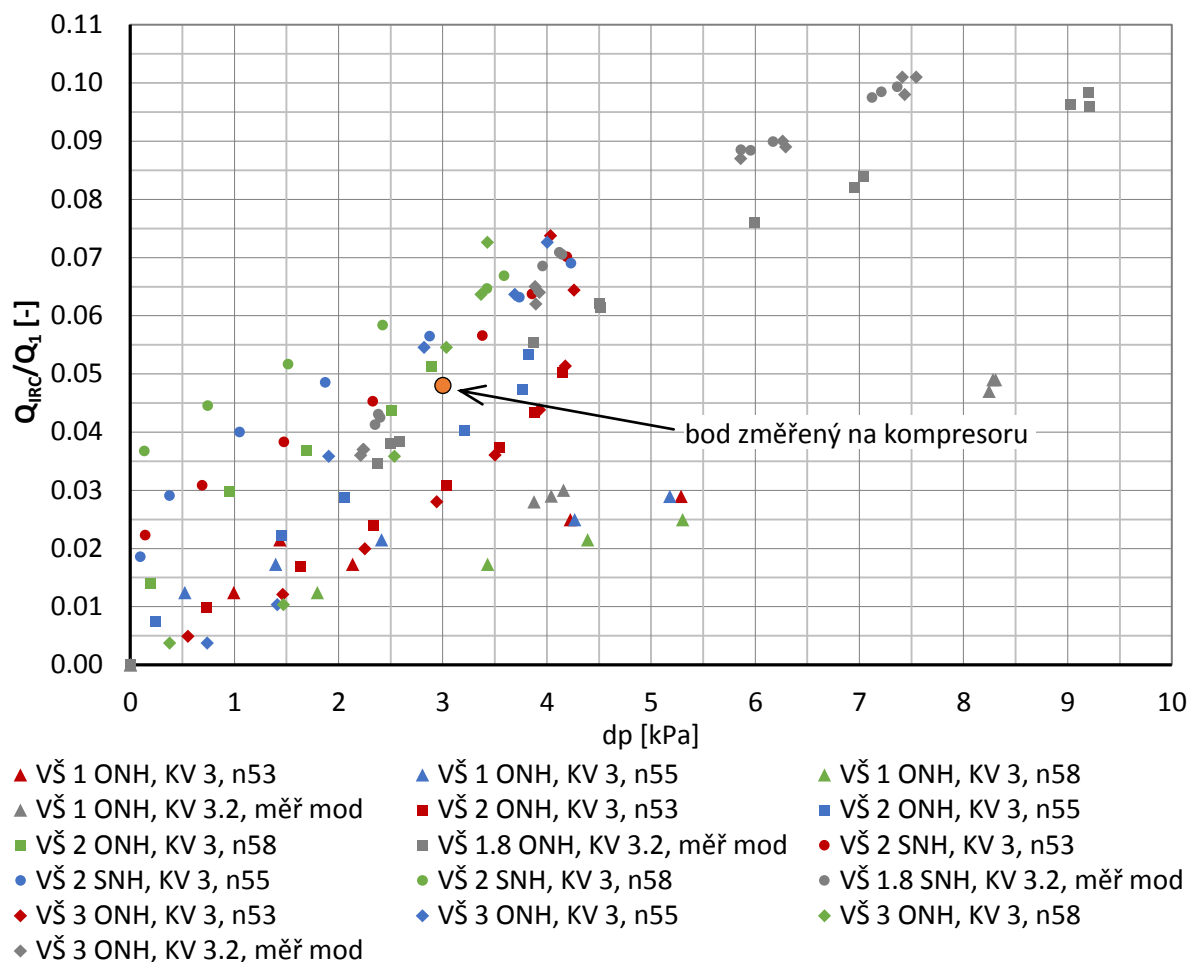
Výpočty prováděné na kompresoru pro konfiguraci s kolmým výstupem s šířkou VŠ 1, 2 a 3 mm, pro otáčky 91, 93 a 100% a pro různé hmotnostní průtoky kompresorem Q_1 vcelku dobře zapadají do oblasti bodů měřených na modelu. Jednoznačně vychází minimální poměrné průtoky v OK pro nejužší VŠ šířky 1 mm. Naopak největší průtoky vychází pro VŠ šířky 2 mm se sraženou vstupní hranou.

Měření parametrů proudu v OK tříotvorovou sondou je velmi obtížné. I když je její průměr pouze 2.5 mm a měřicí otvory mají průměry 0.25 mm, proud vzduchu je v OK velmi rozrušený a podle CFD výpočtů provedených na modelu (Obr.6.30) vzniká v OK velké víření proudu vzduchu, což nesporně významně ovlivňuje měřené parametry.

Po opravě experimentálního motoru TX001 budou prováděna další měření v OK, čímž bude možné současné výsledky dále upřesnit.

9.2 Ztráty v obtokovém kanálu

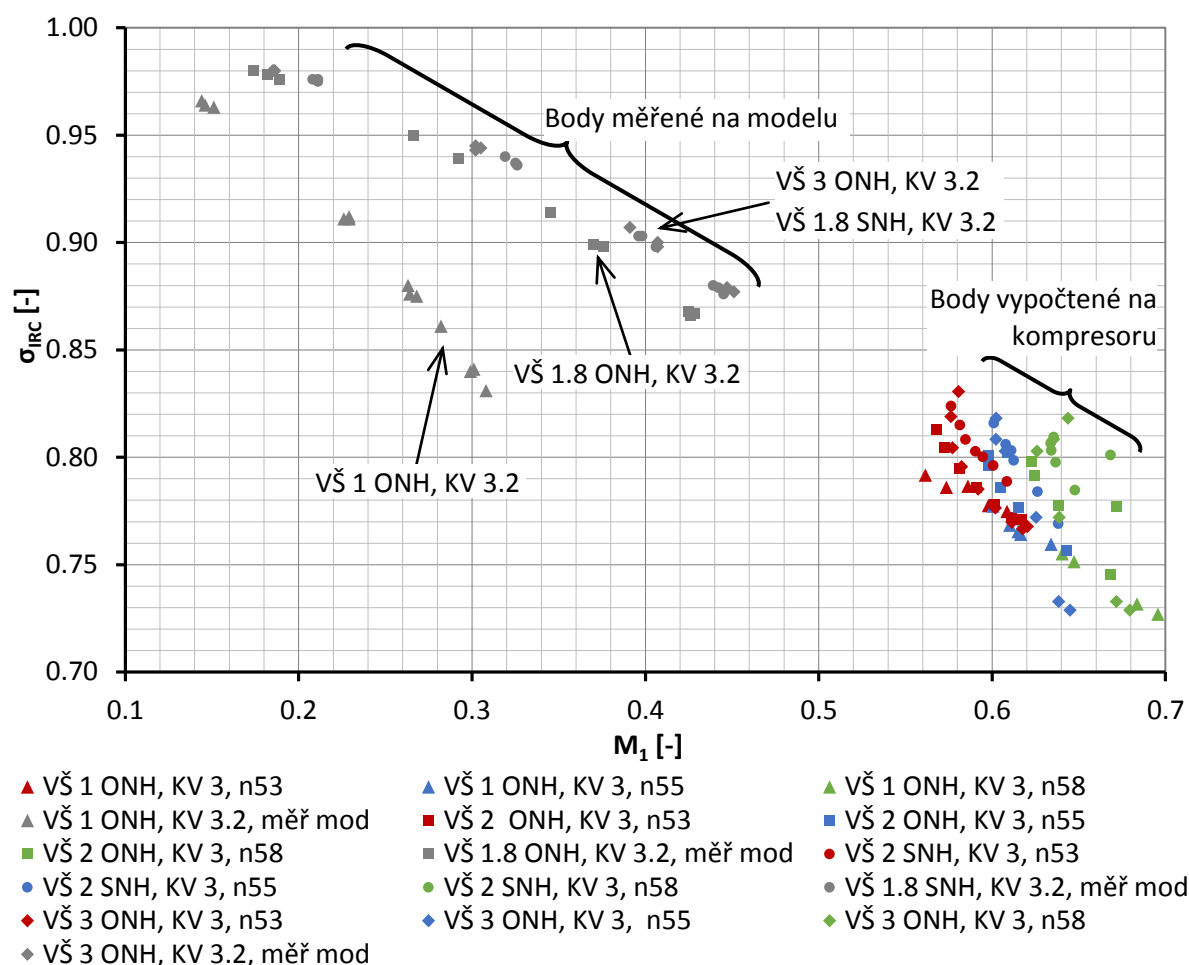
Ztráty v OK nebylo možné na kompresoru měřit. Je tudíž možné provést porovnání výsledků pouze měřených na modelu a počítaných pomocí CFD software a to jak na modelu, tak i na kompresoru. Součinitel zachování celkového tlaku σ_{IRC} , charakterizující pokles celkového tlaku v OK, je pro různá vstupní Machova čísla proudu vstupujícího do OK vynesena na Obr. 9.2. Z průběhů součinitele σ_{IRC} je zřejmé, že pro nízká vstupní Machova čísla, pro která bylo prováděno měření na modelu, jsou relativně nízké ztráty, tedy vysoké hodnoty součinitele zachování celkového tlaku σ_{IRC} . Jak se ukázalo ve výpočtech proudění v OK na modelu, jsou při vyšších vstupních Machových číslech hodnoty součinitele σ_{IRC} podstatně nižší, tedy větší ztráty, než pro měření na modelu při nízkých Machových číslech M_1 (Obr. 6.27 a Obr. 6.28). Porovnáme-li výpočty ztrát na kompresoru, jsou hodnoty ztrát srovnatelné s vypočtenými hodnotami na modelu (Obr. 6.28). Rozdíly ve vypočtených ztrátách na modelu, pro různé šířky VŠ, nejsou zdaleka tak velké jako měřené na modelu (Obr. 6.29). Podobně i výpočty na kompresoru ukazují rozdíly ve ztrátách pro jednotlivé šířky VŠ podstatně menší než při měřeních na modelu (Obr. 9.2) a to zvláště při porovnání VŠ šířek 1 a 2 mm. Je tedy zřejmé, že lze při měření na kompresoru očekávat vcelku malé změny v průběhu charakteristiky při srovnání VŠ 1 a 1.8 mm.



Obr. 9.1 Porovnání poměrných průtoků určených pomocí CFD simulací a měřených na modelu a kompresoru

9.3 Rozložení parametrů proudu za výstupem z obtokového kanálu

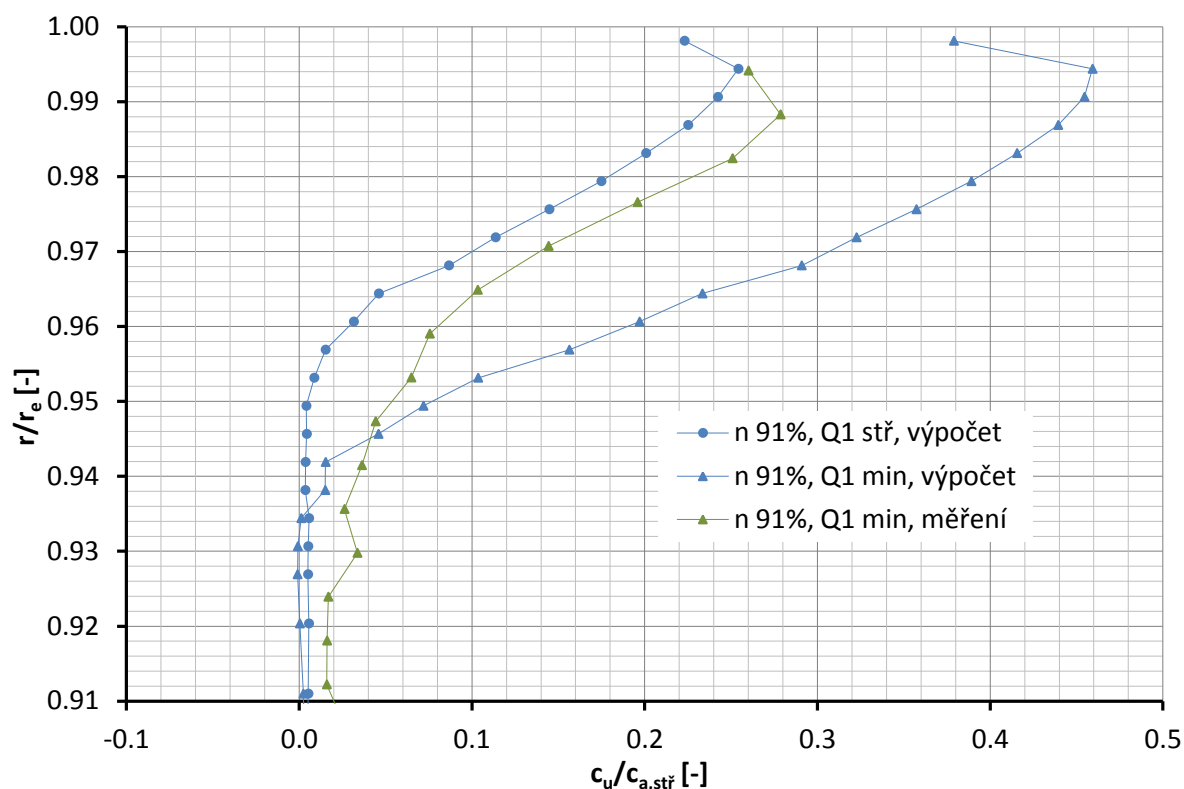
Podobně jako při měření parametrů proudu tříotvorovou sondou uvnitř OK, tak i měření touto sondou za výstupem z OK v oblasti směšování hlavního proudu s proudem vystupujícím z OK bylo provedeno pouze pro jednu konfiguraci OK s kolmým výstupem a VŠ šířky 1.8 mm. Měření byla prováděná do hloubky kanálu 5 mm, tj. přibližně do 90% příslušného hlavního kanálu při provozních otáčkách kompresoru 91, 96 a 100% a to pro maximální, střední a minimální průtok na příslušných otáčkách. V této souvislosti je třeba zdůraznit, že proud v OK protékal od kompresoru do vstupního kanálu pouze pro nejnižší otáčky kompresoru (91%) a to při nastaveném minimálním průtoku vzduchu v kompresoru. V ostatních otáčkách, jak je rozebráno v 8. kapitole, proudí vzduch v OK od vstupu do kompresoru. Znamená to, že úhel rozvíření proudu byl změřen pouze pro tento jediný případ. Porovnáme-li průběh úhlu α změřeného na kompresoru (Obr. 8.14) s úhlem rozvíření měřeným na modelu (Obr. 6.39 s poměrným průtokem 4%) lze konstatovat, že průběhy si jsou velmi podobné.



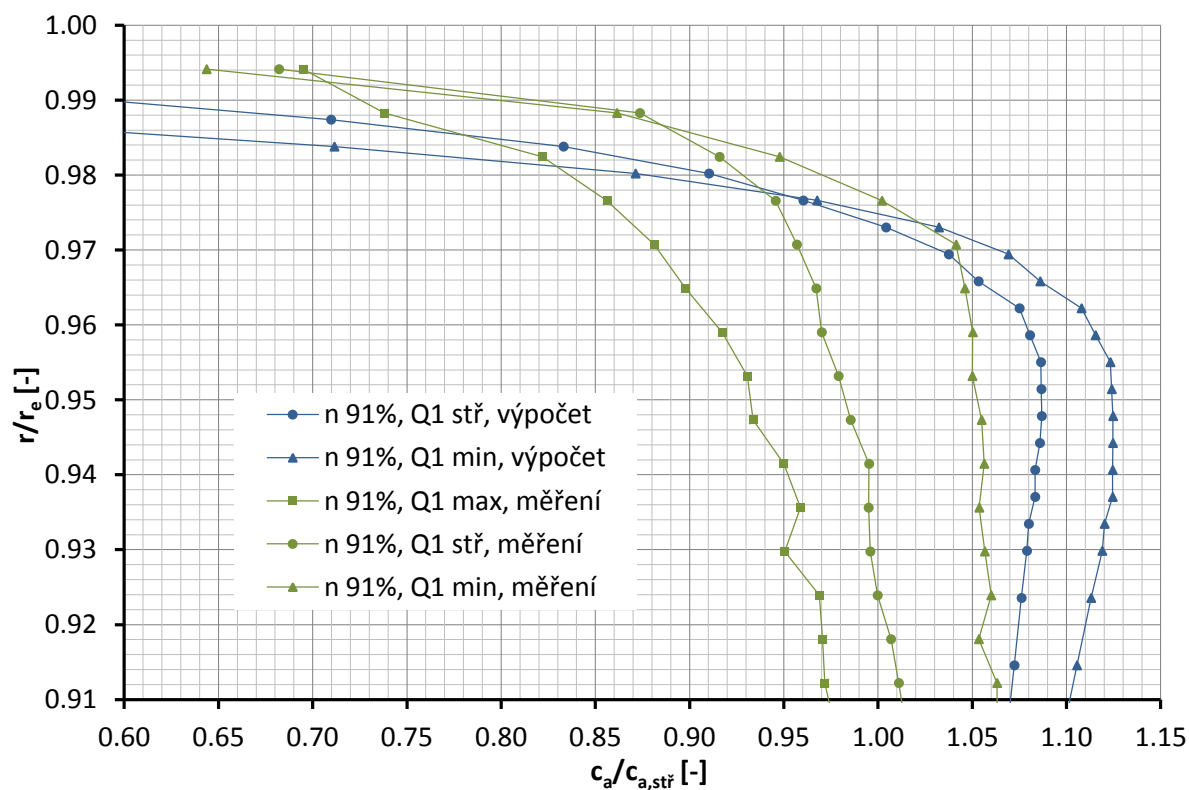
Obr. 9.2 Porovnání ztrát určených pomocí CFD simulací a měřených na modelu

Poměrná obvodová složka rychlosti měřená za výstupem z OK na kompresoru a uvedená na Obr. 8.16 má velmi podobný průběh jako $c_u/c_{a, stř}$ měřené na modelu (Obr. 6.37). Porovnání vypočtené a měřené poměrné obvodové složky rychlosti na kompresoru, určené na otáčkách 91%, je uvedeno na Obr. 9.3. Z průběhů poměrných obvodových rychlostí je zřejmá dobrá shoda.

Poměrné osově rychlosti vypočtené a měřené na kompresoru mají podobný průběh (Obr. 9.4). Při porovnání poměrných osových rychlostí měřených na modelu a na kompresoru je možno spatřovat určité odlišnosti v průběhu $c_a/c_{a, stř}$ (Obr. 6.32 a Obr. 8.15). Tyto skutečnosti mohou být dány jednak nízkými Machovými čísly, s kterými vzduch do modelu vstupuje, a zcela jinými vstupními podmínkami ustáleného proudu na modelu ve srovnání se značně nerovnoměrným proudem vstupujícím z kompresoru do OK.



Obr. 9.3 Poměrné obvodové rychlosti stanovené na kompresoru při otáčkách 91%



Obr. 9.4 Poměrné osové rychlosti stanovené na kompresoru při otáčkách 91%

9.4 Charakteristiky kompresoru

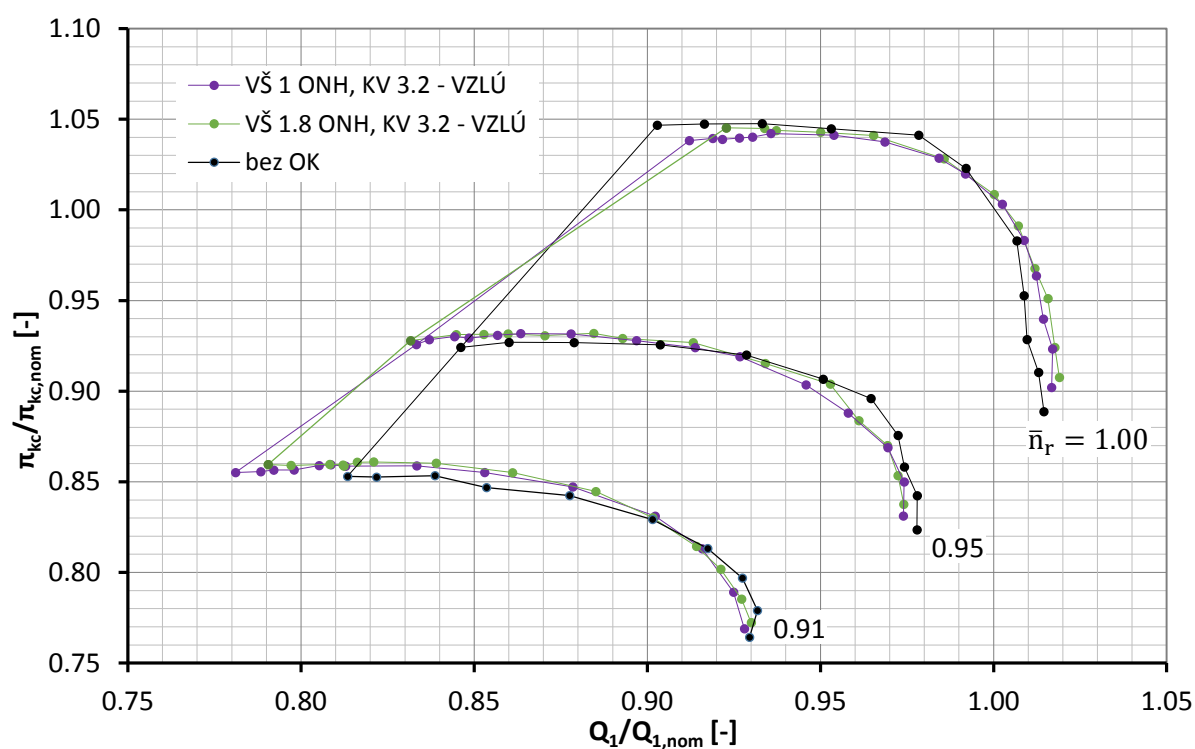
Měřené charakteristiky kompresoru v konfiguraci pro kolmý výstup se VŠ 1 a 1.8 mm pro typické provozní otáčky jsou uvedené na Obr. 9.5 a 9.6. Z obrázků jsou zřejmé malé rozdíly v hodnotách měřeného stlačení, ale i účinnosti. Z Obr. 9.5 je zřejmé rozšíření oblasti stabilní práce kompresoru ve srovnání s kompresorem bez IRC. Pouze při nominálních otáčkách je šířka stabilní oblasti práce kompresoru s OK a bez OK srovnatelná, přičemž kompresor s OK má charakteristiku posunutou k větším hmotnostním průtokům.

Účinnosti kompresorů s OK jsou poněkud vyšší než kompresory bez OK, a to především pro nižší provozní otáčky.

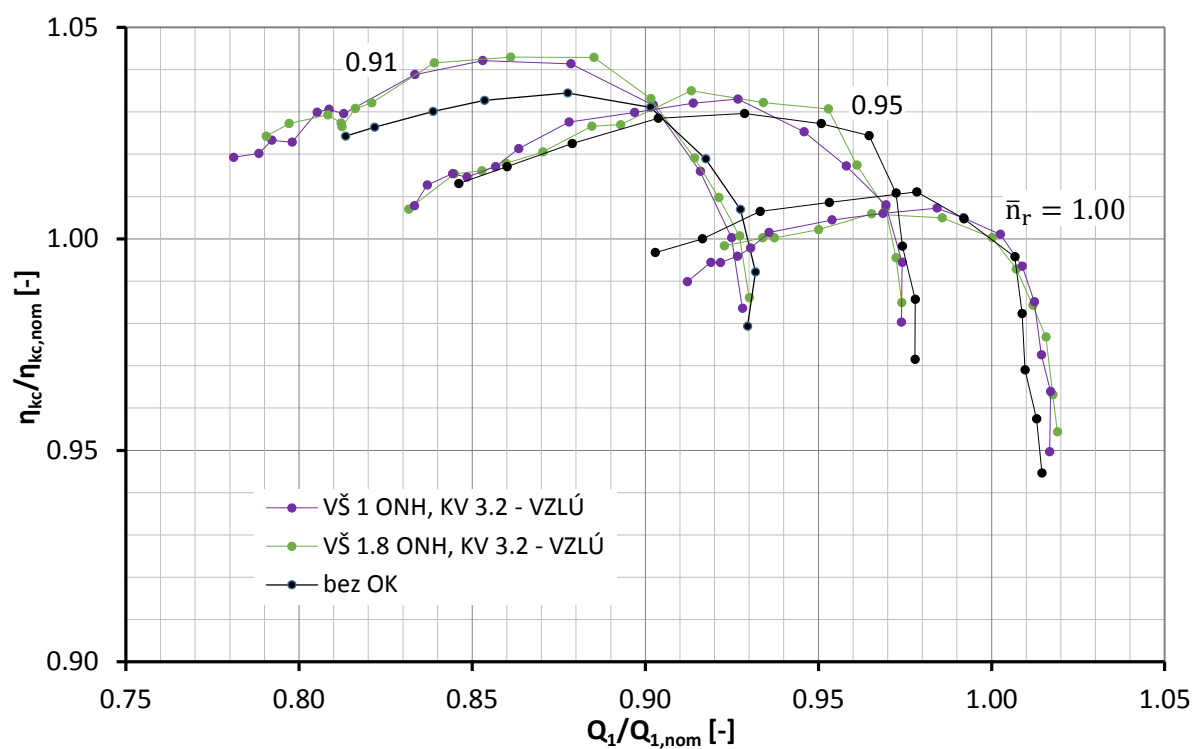
Počítané charakteristiky kompresoru uvedené na Obr. 7.28 a Obr. 7.29 prokazují, v podstatě stejným způsobem jako charakteristiky měřené, vyšší stlačení i účinnost u kompresoru s OK. Stejně tak i širší oblasti stabilní práce kompresoru s OK je poněkud větší než pro variantu bez OK.

V obou charakteristikách VŠ s šířkou 2 mm (1.8 mm v měření) příznivě ovlivňuje jak stlačení, tak i účinnost. Pouze nepatrně horší výsledky udává VŠ s šířkou 1 mm. Rozdíly jsou však velmi malé.

Další prováděné experimenty by měly prokázat, zda-li rozšíření VŠ na šířku 3 mm bude znamenat nižší stlačení i účinnost, jak to indikují výpočty.



Obr. 9.5 Porovnání měřených charakteristik na kompresoru s OK s kolmým výstupem - stlačení



Obr. 9.6 Porovnání měřených charakteristik na kompresoru s OK s kolmým výstupem - účinnost

10 Závěr

Dizertační práce vychází z rozhodnutí společnosti PBS Velká Bíteš, a.s., použít OK v nově navrhovaném odstředivém kompresoru s cílem rozšířit oblast jeho stabilní práce a současně minimalizovat negativní jevy doprovázející činnost OK, které se u některých kompresorů projevují poklesem stlačení a účinnosti v provozních režimech.

Po detailním rozboru výsledků měření prováděných na odstředivých kompresorech v letech 2010 a 2011 bylo rozhodnuto provést výpočty

a měření nejdříve na modelu OK a teprve na základě dosažených výsledků rozhodnout, jaké varianty aplikovat na kompresor.

Návrh zkušebního zařízení modelu OK byl proveden tak, aby část vstupu obsahující OK bylo možné po provedených zkouškách na modelu přímo, bez dalších úprav, vložit do vstupu odstředivého kompresoru. Dosažené výsledky měření na modelu doplněné modelováním proudění v OK s využitím numerických CFD simulací vedly k rozhodnutí věnovat hlavní pozornost VŠ s šířkami 1, 2 a 3 mm, přičemž VÝŠ provést buď kolmou ke směru osy kompresoru, nebo pod úhlem 40° k této ose. Výsledky měření a výpočtů ukázaly, že kromě geometrického tvaru VŠ a VÝŠ hraje významnou úlohu tlakový spád, který se v OK vytváří. Měření na modelu bylo orientováno především na průtok vzduchu přes OK a ztráty vznikající v OK. Z výsledků bylo zřejmé, že pro nejužší VŠ o šířce 1 mm s ostrou náběžnou hranou bude mít OK při velkých tlakových spádech velké ztráty a současně i malý průtok vzduchu. Velký přínos pro proudění v OK mělo sražení hrany VŠ pro šířku 2 mm, což vedlo k růstu průtoku v OK při současném poklesu ztrát. Modelování pohybu proudu vzduchu uvnitř OK ukázalo velkou nerovnoměrnost proudu spojenou s utržíváním proudu ve VŠ a vznikem vírů v horizontální části OK, což se projevilo na jeho výstupu. Rozhodnutí měřit cejchovanou tříťotvorovou sondou za výstupem z OK umožnilo konfrontovat výpočet s naměřenými parametry proudu a tím posoudit reálnost dosažených výsledků. Pro použití OK v kompresoru byl nezbytný experiment provedený přímo na kompresoru doplněný numerickým CFD modelováním kompresoru s OK, a to pro různé jeho otáčky a hmotnostní průtoky vzduchu nasávaného kompresorem.

Již ze zkoušek na modelu bylo zřejmé, že tlakový spád v OK bude při určité konfiguraci OK rozhodující pro průtok vzduchu a tvorbu rychlostního pole ve vstupu před lopatkami kompresoru. Bylo proto provedeno šest odběrů statického tlaku ve skříni kompresoru a dva odběry ve vstupním kanálu, což umožnilo posoudit, jak se mění statický tlak na vnějším meridiánu, a přibližně stanovit tlakový spád v OK. Jelikož konstrukce skříně kompresoru neumožnila odebrat statický tlak v blízkosti VŠ, slouží tlaky odečtené z náhradní křivky spojující místa měření na skříni kompresoru pouze k přibližnému vyjádření tlakového spádu v OK. Numerické 3D simulace v kole kompresoru a v OK ukázaly dosti proměnné statické tlaky poblíž VŠ, což nebylo možné v rámci měření zachytit.

Významnou roli v posouzení průtoku vzduchu v OK sehrálo umístění tříťotvorové sondy uvnitř OK. I když bylo měření sondou provedeno pouze u konfigurace OK se VŠ šířky 1.8 mm a kolmou VÝŠ při otáčkách kompresoru 91 a 100%, stačilo to k posouzení směru proudu vzduchu v OK při vysokých otáčkách. Ukázalo se, že na 100% otáček přetéká vzduch pouze ze vstupu do kompresoru. Ve stejném směru přetéká vzduch i při otáčkách 91% pro střední a maximální hmotnostní průtok nasávaný kompresorem. Pouze v případě 91% otáček a minimálním průtoku kompresorem se průtok vzduchu v OK otáčí a proudí od záběrníku do vstupu. Tato skutečnost týkající se proudění uvnitř OK byla nepřímo potvrzena měřením teplot čtyřmi termočlánky v OK, ale i měřením tříťotvorovou sondou za výstupem z OK. Z těchto měření vyplynulo, že se nelze při sledování průtoku v OK spoléhat pouze na

odečtení statických tlaků na vnějším meridiánu a následný výpočet tlakového spádu v OK. Pro spolehlivé určení směru proudění v OK je potřeba změřit pohyb vzduchu uvnitř kanálu.

Měření tříotvorovou sondou za výstupem z OK, které bylo provedeno v oblasti od stěny do cca 90% průměru vstupního kanálu, významně přispělo k pochopení tvorby rychlostního pole před kolem kompresoru. Toto dosti náročné měření bylo provedeno pouze při otáčkách 91 a 100% u konfigurace OK se VŠ šířky 1.8 mm a kolmou VÝŠ šířky 3.2 mm. Obdrželi jsme rozložení osových rychlostí ve vzdálenosti 4 mm za VÝŠ a v případě otáček 91% při minimálním průtoku kompresorem i obvodové složky rychlosti, které byly vcelku v dobré shodě s 3D výpočtem provedeným ve stejné rovině vstupního kanálu. Tato shoda byla významná především z pohledu dalšího utváření rychlostního pole ve vstupním kanálu před kolem kompresoru. V oblasti těsně před kolem nebylo možné měřit, a tak bylo nezbytné se spolehnout na 3D výpočet, který umožnil stanovit rozložení rychlostí před kolem, směr relativního proudu před lopatkami, a tak posoudit změnu úhlu náběhu na lopatky kola. Tyto výpočty umožňují vytvořit si názor na pohyb proudu vytvořeného smíšením hlavního proudu nasávaného kompresorem s proudem vzduchu vystupujícím z OK. Výpočty ukázaly, že na vnějším průměru vstupu do kola dochází při průtoku vzduchu OK z kompresoru do vstupu k poklesu úhlu náběhu a tím ke větší stabilitě práce kompresoru, a to především v oblasti minimálních průtoků kompresorem, tj. před pumpovní hranicí.

Měřené charakteristiky kompresoru odpovídají proudění v OK i ve vstupu do kompresoru měřeného tříotvorovou sondou a počítaného 3D numerickými simulacemi. Při otáčkách kompresoru 100% v blízkosti pumpovní hranice přetéká relativně malé množství vzduchu v OK od vstupu do kompresoru. Rychlostní pole před lopatkami kola kompresoru se prakticky nemění, což se projeví malou změnou polohy bodu na pumpovní hranici. Avšak při maximálním průtoku vzduchu kompresorem, v oblasti blízko aerodynamického ucpání, podstatně větší množství vzduchu přetéká v OK od vstupu do kola, což způsobí v mezilopátkovém kanále pokles efektivní průtokové plochy, a tím dochází k aerodynamickému ucpání při menším hmotnostním průtoku kompresorem. Při otáčkách 91% dochází při minimálním průtoku kompresorem poblíž pumpovní hranice k přetékání vzduchu z kompresoru do vstupu, což se projeví poklesem úhlu náběhu na lopatky kola a pumpovní hranice se tak posouvá k menším hmotnostním průtokům. Při maximálním průtoku na těchto otáčkách protéká podstatně menší množství vzduchu od vstupu do kola, což má malý vliv na změnu efektivní průtokové plochy v mezilopátkovém kanálu, a tak k aerodynamickému ucpání dochází prakticky v neměnném hmotnostním průtoku jako u kompresoru bez OK. 3D numerické simulace ukázaly, že závěry týkající se rozložení složek rychlostí před kolem a tím i úhlu náběhu jsou v souladu s chováním kompresoru vyjádřeným prostřednictvím jeho charakteristik.

Je nezbytné připomenout, že v důsledku havárie experimentálního motoru TX001 nebylo možné provést měření s nejširší VŠ 3 mm a především se VŠ šířky 2 mm se sraženými hranami, která při měření na modelu i ve výpočtech dávala velmi dobré výsledky. Dle výpočtů se ukazuje, že rozšíření VŠ na 3 mm by mělo umožnit větší průtok OK, což ve svém důsledku by mělo deformovat rychlostní pole do té míry, že by mělo dojít k rozšíření stabilní práce kompresoru. Předpokládaný pokles úhlu náběhu, jak je uveden ve výpočtu této varianty, by mohl vést ke snížení dodávané práce v kole kompresoru, což by mělo způsobit mírný pokles stlačení kompresoru. Jak dalece se tyto předpoklady naplní, je otázka dalšího měření, které může nejlépe odpovědět, jak se skutečné proudění v kompresoru s OK projeví na průběhu jeho charakteristik.

Ve všech odborných publikacích, týkajících se OK použitých v odstředivých kompresorech, se ukazuje, že především v oblasti vysokých otáček se nelze bez měření na kompresoru obejít, neboť i

3D numerické simulace více či méně zahrnují skutečné, značně nerovnoměrné a neustálené proudění v jednotlivých částech kompresoru.

V současnosti prověřený návrh odstředivého kompresoru s OK v konfiguraci se VŠ šířky 1 a 2 mm s kolmou i šikmou VÝŠ splňuje podmínky jeho použití v leteckém motoru. V provozních otáčkách je dosaženo rozšíření oblasti stabilní práce kompresoru, což zlepšuje podmínky regulace motoru. Současně nedochází v provozních otáčkách k poklesu stlačení ani účinnosti, ale naopak, stlačení kompresoru je v některých režimech chodu mírně větší než pro kompresor bez OK a účinnost kompresoru je v provozních otáčkách také vyšší.

Doporučení pro praktický návrh OK:

- Použití OK v odstředivém kompresoru nelze řešit odděleně bez detailní znalosti proudění v kole kompresoru.
- Pokud není možné měřit uvnitř OK, je nezbytné změřit alespoň statické tlaky na vnějším meridiánu kola kompresoru.
- VŠ umístěná v kompresoru nad záběrníkem by neměla být širší než 3 mm. Nejlépe kolem 2 mm se sraženou vstupní hranou.
- Poměrné vzdálenosti \bar{h}_1 a \bar{h}_2 je třeba volit s ohledem na rozložení tlaků na vnějším meridiánu tak, aby tlakové spády byly menší než 8 až 10 kPa, chceme-li dosáhnout rozšíření stabilní oblasti práce kompresoru a udržet stlačení na hodnotách blízkých kompresoru bez OK.
- Rozdíl mezi kolmým a šikmým výstupem z OK se při malých tlakových spádech ukázal jako málo významný.

Závěrem lze konstatovat, že i když nebyly dokončeny všechny experimenty na kompresoru s OK, byly cíle DP splněny ve všech bodech.

Prezentované práce byly řešeny v rámci mezinárodního projektu s názvem LEMCOTEC dotovaného z evropských fondů, smlouva č. FP7 – 283216. Průběh řešení byl dohlížen a oponován pracovníky Evropské komise a vedoucími projektu na pravidelných jednáních.

11 Seznam literatury

- [1] PUXDESIGN: První brněnská strojírna Velká Bíteš, Safír 5K/G Mi [online]. 2000, poslední revize 2015 [cit. 3.9. 2016] Dostupný z: <http://www.pbsvb.cz/zakaznicka-odvetvi/letectvi/pomocne-energeticke-jednotky/safir-5k-g-mi>
- [2] PUXDESIGN: První brněnská strojírna Velká Bíteš, Proudový motor TJ100 [online]. 2000, poslední revize 2015 [cit. 3.9. 2016] Dostupný z: <http://www.pbsvb.cz/zakaznicka-odvetvi/letectvi/letecke-motory/proudovy-motor-tj-100>
- [3] HONEYWELL: Garrett TurboByGarrett [online]. 2016, poslední revize 2016 [cit. 3.9. 2016] Dostupné: https://turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/default_images/turbogroup/catalog_images/GTX2860R%201%20TBG.jpg
- [4] RŮŽEK, J., KMOCH, P.: Teorie leteckých motorů, část I. (kompresory, turbíny a spalovací komory). U 1275/I. Brno: VA Brno, 1979. 373 s.
- [5] KENNY, D. P.: A Novel Low-Cost Diffuser for High - Performance Centrifugal Compressors. ASME Journal of Engineering for Power. No1, 1969. Page 37-47.
- [6] KMOCH, P.: Teorie leteckých motorů, část 1. (Základní rovnice, kompresory). S-1424. Brno: VA Brno, 2002. 93 s.
- [7] SKOTCH G., J.: Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques. ASME Journal of Turbomachinery. No4, 2003. Page 704 - 713.
- [8] SKOTCH G., J.: Experimental Investigation of Diffuser Hub Injection to Improve Centrifugal Compressor Stability. ASME Journal of Turbomachinery. No1, 2005. Page 107-117.
- [9] HUNZIKER R., DICKMANN H., P., EMRICH R.: Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor Within an Inducer Casing Bleed System. ATICST- 025/01. 4th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. Conference Proceedings, 2001. Page 319- 329.
- [10] YMAGUCHI, S., YMAGUCHI, H., GOTO, S., NAKAO, H., NAKANUTA, F.: The Development of Effective Casing Treatment for Turbocharger Compressors. C602/008/2002. 7th International Conference on Turbomachinery and Turbocharging. London, 2002. Page 23 - 32. ISBN 1-86058-383-0. 2002
- [11] SIVAGNANASUNDARAM, S., SPENCE, S., EARLY, J., NIKPOUR, B. : Experimental and numerical analysis of a classical bleed slot system for a turbocharger compressor . 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. Woodhead Publishing, London, 2012.
- [12] SIVAGNANASUNDARAM, S., SPENCE, S., EARLY, J., NIKPOUR, B. 2010: An Investigation of Compressor Map Width Enhancement and the Inducer Flow Field Using Various Configurations of Shroud Bleed Slot. GT 2010 – 22154. Glasgow: ASME Turbo Expo, June 14-18, 2010.
- [13] CHI-YONG PARK, YOUNG-SEOK CHOI, KYOUNG-YONG LEE, JOON-YONG YOON : Numerical Study on the Range Enhancement of a Centrifugal Compressor with a Ring Groove system. Journal of Mechanical Science and Technology 26 (5), 2012. Page 1371-1378.
- [14] JÍLEK, A.: Proudění ve vstupní části odstředivého kompresoru. Brno: Univerzita obrany Brno, 2008. Dizertační práce.
- [15] BABÁK, M.: CFD Analysis of a Surge Suppression Device for High Pressure Ratio Centrifugal Compressor. Frymburk, ANSYS Conference, 6. – 8.10. 2010.
- [16] POLEDNO, M.: Rozšíření oblasti stabilní práce odstředivých kompresorů. Brno: Univerzita obrany Brno, Fakulta vojenských technologií, 2012. Dizertační práce. 131 s.
- [17] DOBŘIČOVSKÝ, J., KMOCH, P. a SLANEC, J.: Měření na zkušebním zařízení IRC Rev. I. Zpráva R-6236. Praha: Výzkumný a zkušební letecký ústav, a.s., 2015. 96 s.

- [18] KOZUBKOVÁ, M.: Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 153 s.
- [19] KOZUBKOVÁ, M., BLEJCHAŘ, T., BOJKO, M.: Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti: učební text. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2011. 174 s.
- [20] JANALÍK, J.: Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 180 s.
- [21] PALÁT, Z.: IRC Principles Definition [Zpráva LEMCOTEC-VZLU-DEL-D2.2.3-R1-0 - deliverable D2.2.3 projektu LEMCOTEC]. 2013. 39 s.
- [22] KMOCH, P., PRACHAŘ, A.: Porovnání výsledků výpočtů a měření na modelu IRC Rev. I. Zpráva R-6317. Praha: Výzkumný a zkušební letecký ústav, a.s., 2015. 30 s.
- [23] ANSYS Inc.: Ansys Fluent 12.0 User's Guide. [online]. April 2009 [cit. 18.2. 2016]. Dostupný z: <http://users.ugent.be/~mvbelleg/flug-12-0.pdf>
- [24] RŮŽIČKA, M.: Rozšíření stabilní práce odstředivého kompresoru s vysokým stlačením. Turbostroje 2015 Současné trendy při návrhu, výpočtu a zkoušení turbostrojů: sborník příspěvků konference Turbostroje 2015, Praha 22.-24.9. 2015. s. 132 – 140.
- [25] KUPSKÝ, V. a BRUNOVSKÝ, I.: Měření hmotnostního toku krátkou Venturiho dýzou. Předpis PS 01-59. Velká Bíteš: První brněnská strojírna, 2012. 7 s.
- [26] ČERKEZ, A. Ja.: Inženěryje rasčoty gazoturbinných dvigatělej metodom malych otkloněnij. Moskva: Mašinostrojenije, 1965
- [27] KMOCH, P., DOBŘIČOVSKÝ, J.: Měření na kompresoru s IRC, část I, [Zpráva R-6517] Praha: Výzkumný a zkušební letecký ústav, a.s., 2016.

12 Seznam symbolů a zkratk

Seznam symbolů

A	[m ²]	průtočná plocha
C	[-]	součinitel ztrát na dýze
c	[m.s ⁻¹]	rychlost
d	[m]	průměr
H	[m]	délka lopatky oběžného kola
h	[m]	skutečná vzdálenost štěrbiny od náběžné hrany lopatky kompresoru
\bar{h}_1	[-]	poměrná vzdálenost vstupní štěrbiny od náběžné hrany lopatky
\bar{h}_2	[-]	poměrná vzdálenost výstupní štěrbiny od náběžné hrany lopatky
K_α, K_λ, K_0	[-]	součinitelé pro výpočet úhlu α
M	[-]	Machovo číslo
n	[min ⁻¹]	otáčky kompresoru
\bar{n}	[-, %]	poměrné otáčky kompresoru
p	[Pa, kPa]	tlak
p_{sm0-4}	[kPa]	statický tlak na krytu kola kompresoru
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
Q, Q _m	[kg.h ⁻¹]	hmotnostní průtok
\bar{Q}	[-]	poměrný hmotnostní průtok
q	[-]	funkce dynamiky plynů
r	[m]	poloměr
s ₁	[mm]	šířka vstupní štěrbiny
s ₂	[mm]	šířka výstupní štěrbiny
s ₃	[mm]	hrdlo šikmé výstupní štěrbiny
T, t	[K, °C]	teplota
\bar{x}_{1-8}	[-]	poměrná axiální souřadnice odběrů tlaku na vnější meridiánu kompresoru
α	[°]	úhel proudu
β	[°]	úhel relativní rychlosti
Δ	[-]	změna veličiny, spád
φ	[°]	úhel lopatky kompresoru
$\bar{\eta}$	[-]	poměrná účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[-]	bezrozměrná rychlost
μ	[-]	součinitel kontrakce proudu
$\bar{\pi}$	[-]	poměrné stlačení
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota
σ	[-]	součinitel zachování celkového tlaku
τ	[-]	poměr tlaků na dýze

Seznam indexů

0	parametry ve zkušebním boxu
1	parametry v hlavním proudu (obecně před)
2	za kompresorem ve spalovací komoře (obecně za)

4	ve vstupu do kompresoru
5	v ohybu obtokového kanálu před výstupem
6	na vnější straně obtokového kanálu
7	na stěně před lopatkami oběžného kola
8	na vnějším meridiánu kompresoru
9	v obtokovém kanálu
a	osový, axiální (směr)
bar	barometrický
c	celkový
d	dynamický
e	jmenovitý
ext	externí
k	kompresor
L	levý
m	měřené
max	maximální
min	minimální
nom	nominální
P	pravý
r	redukovaný
s	statický
stř, M	střední
t	obvodový, tangenciální (směr)
u	tangenciální, unášivý (směr)
z	zadané

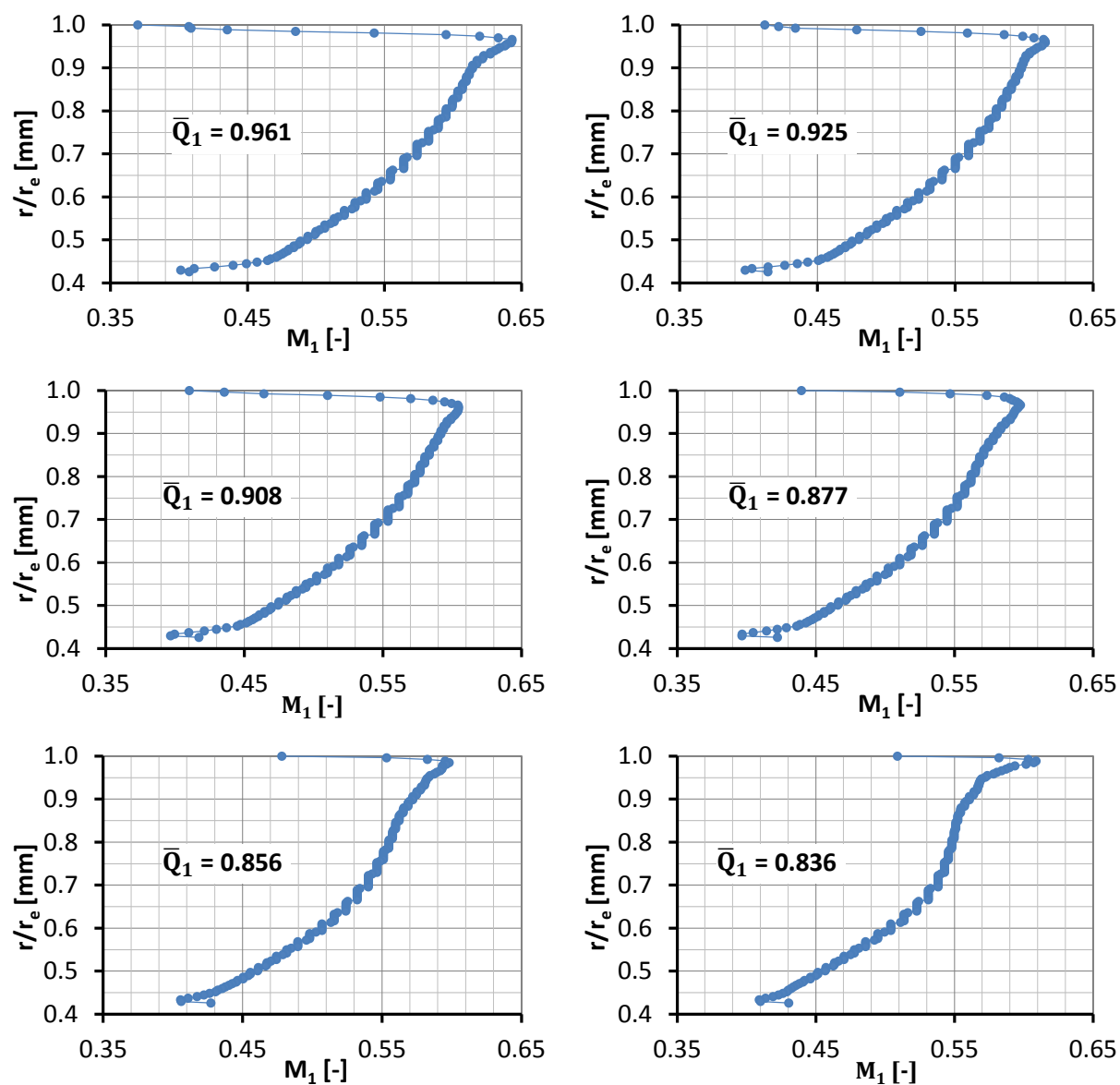
Seznam zkratk

CFD	Computational of Fluid Dynamic
IRC	internal recirculation channel
KV	kolmý výstup
L	levý
M	střední
NH	náběžná hrana
OK	obtokový kanál
ot.	otáčky
ONH	ostrá náběžná hrana
P	pravý
SNH	sražená náběžná hrana
ŠV	šikmý výstup
VŠ	vstupní štěrbina
VÝŠ	výstupní štěrbina

13 Seznam příloh

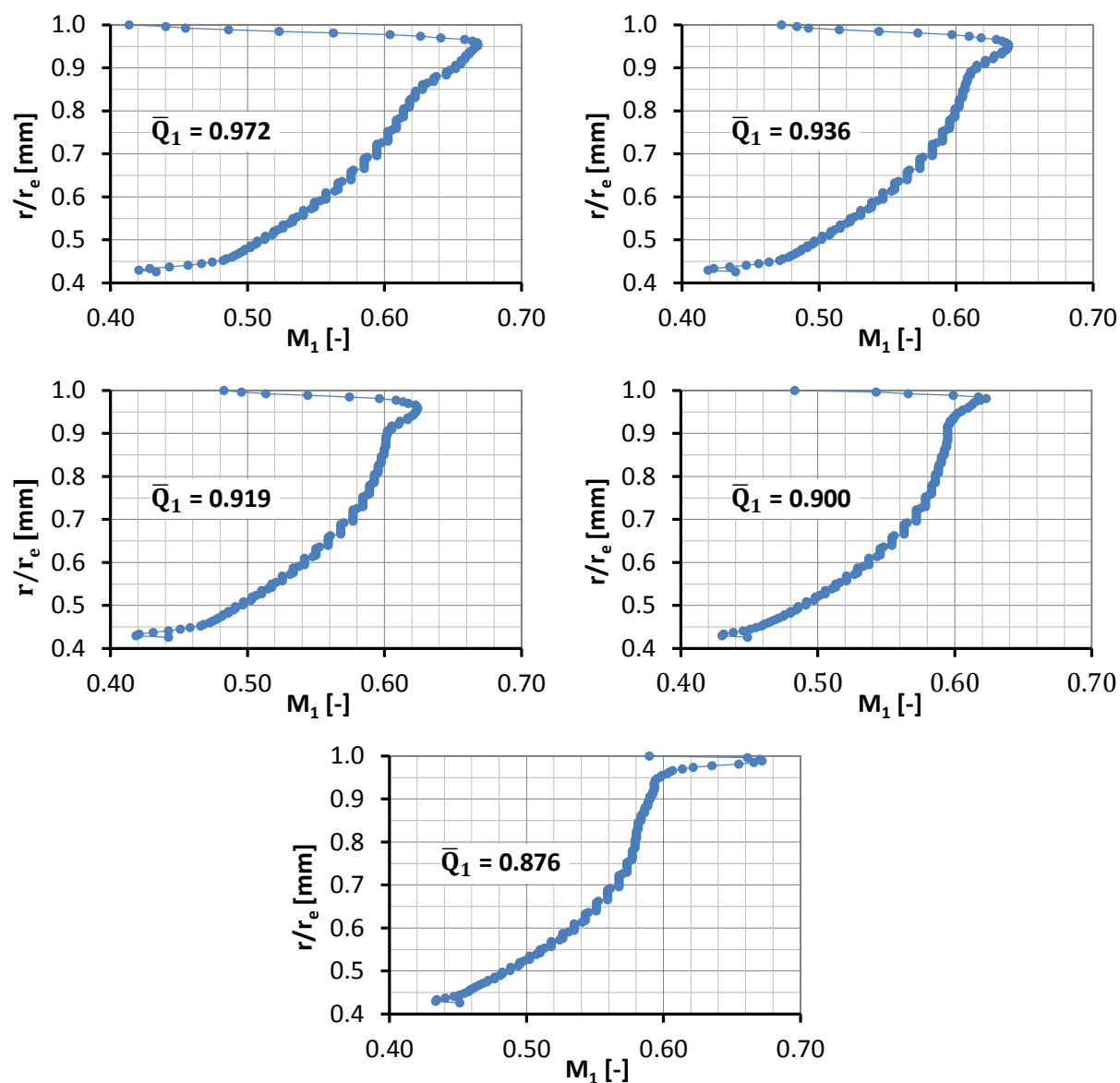
	Strany
Příloha 1 (Průběhy Machových čísel před VŠ)	123 - 124
Příloha 2 (Rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru)	125 - 126
Příloha 3 (Průběhy osových a obvodových rychlostí v závislosti na umístění vyhodnocovací roviny a otáčkách kompresoru pro konstantní průtok v OK)	127 - 132
Příloha 4 (Průběhy osových a obvodových v závislosti na umístění vyhodnocovací roviny pro konstantní otáčky kompresoru)	133 - 141
Příloha 5 (Průběhy osových a obvodových v závislosti na konfiguraci OK a porovnání s průběhy rychlostí kompresoru bez OK)	142 - 143
Příloha 6 (Průběh rozložení úhlu relativní rychlosti β na vstupu do oběžného kola)	144 - 145

Příloha 1

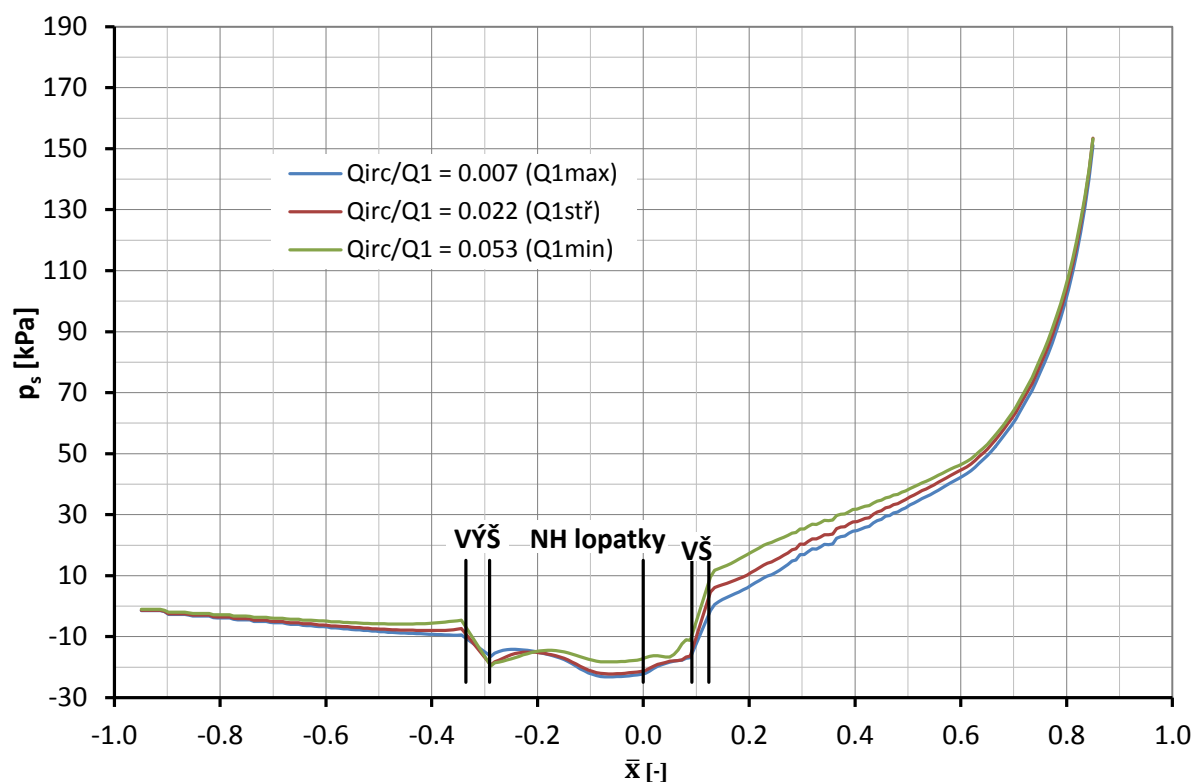


Průběhy Machových čísel před VŠ pro různé průtoky vzduchu kompresorem při konstantních otáčkách 95%

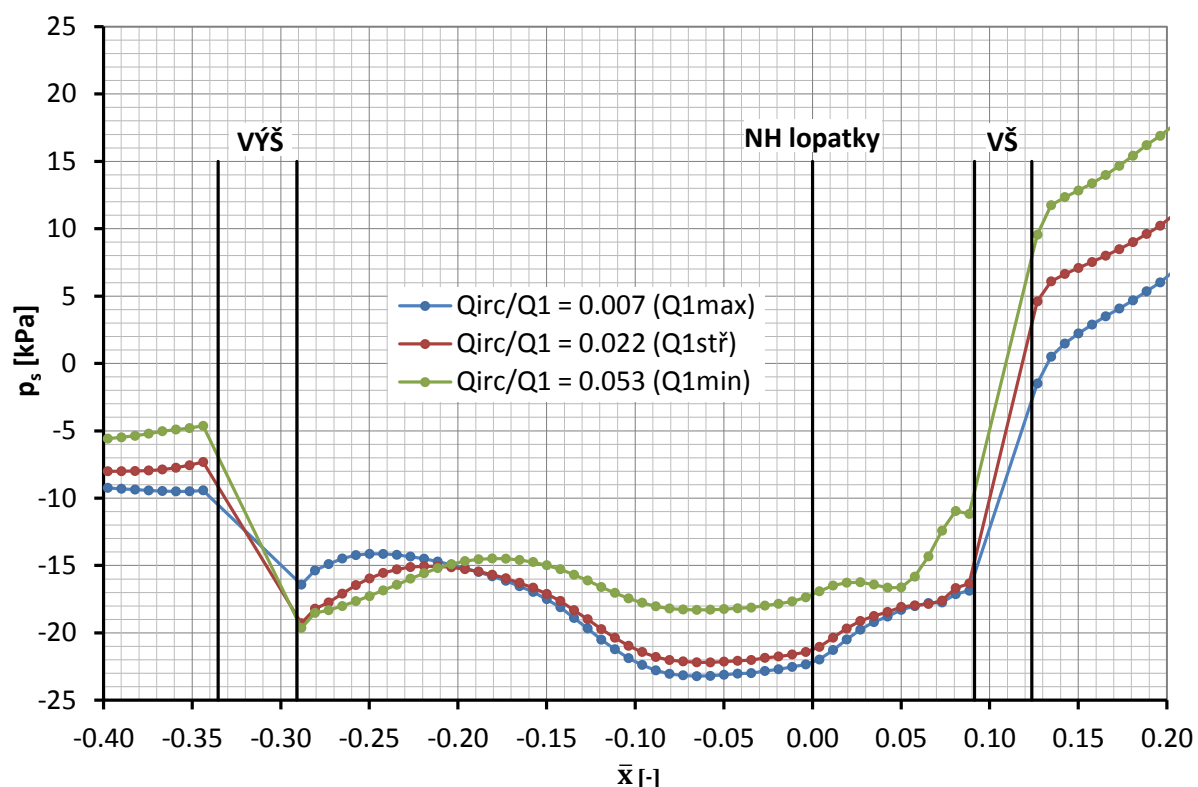
Příloha 1



Průběhy Machových čísel před VŠ pro různé průtoky vzduchu kompresorem při konstantních otáčkách 100%

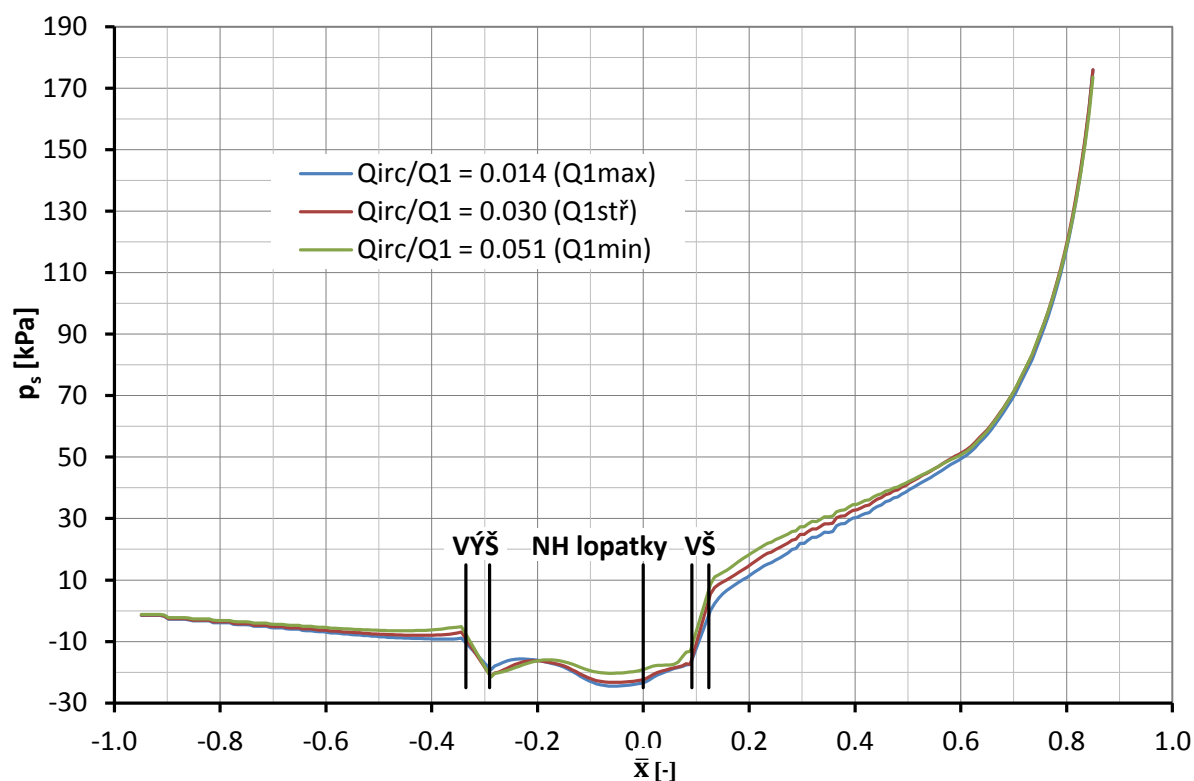


Rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru s OK, VŠ 2 mm, ONH, KV 3, pro otáčky kompresoru 95% a různé poměrné průtoky v OK

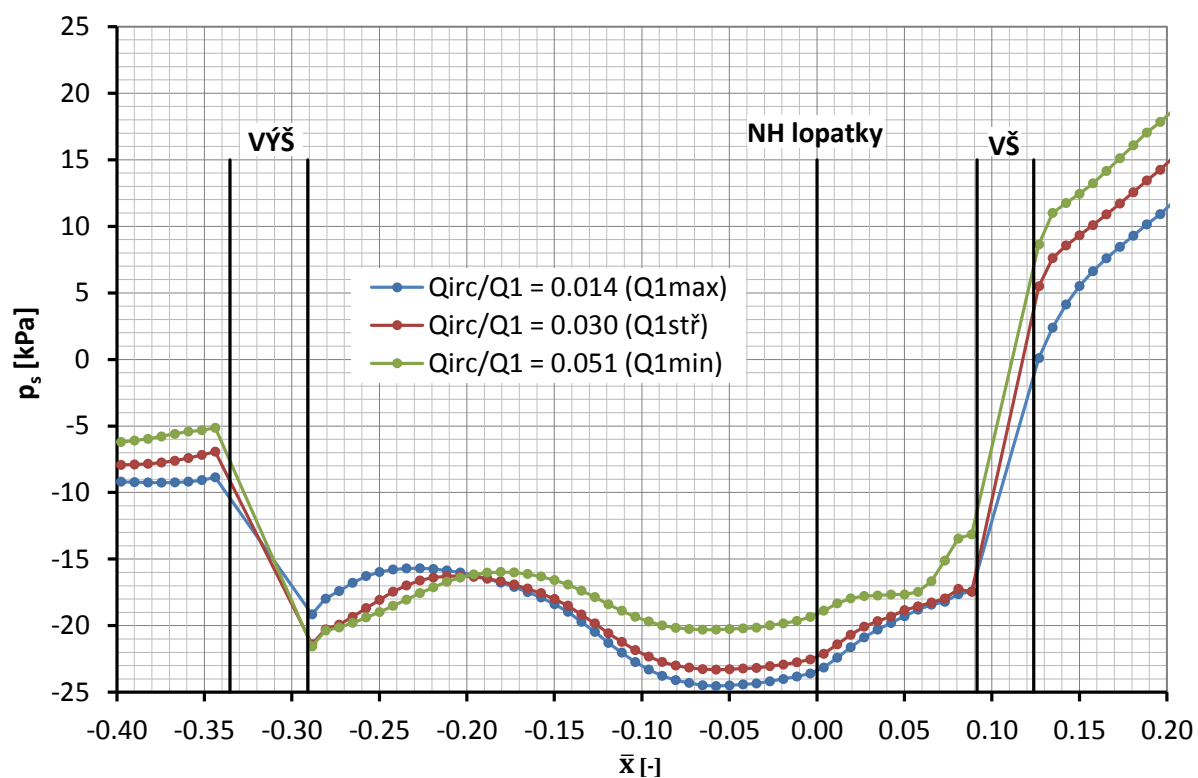


Detail rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru v oblasti OK, VŠ 2 mm, ONH, KV 3, pro otáčky kompresoru 95% a různé poměrné průtoky v OK

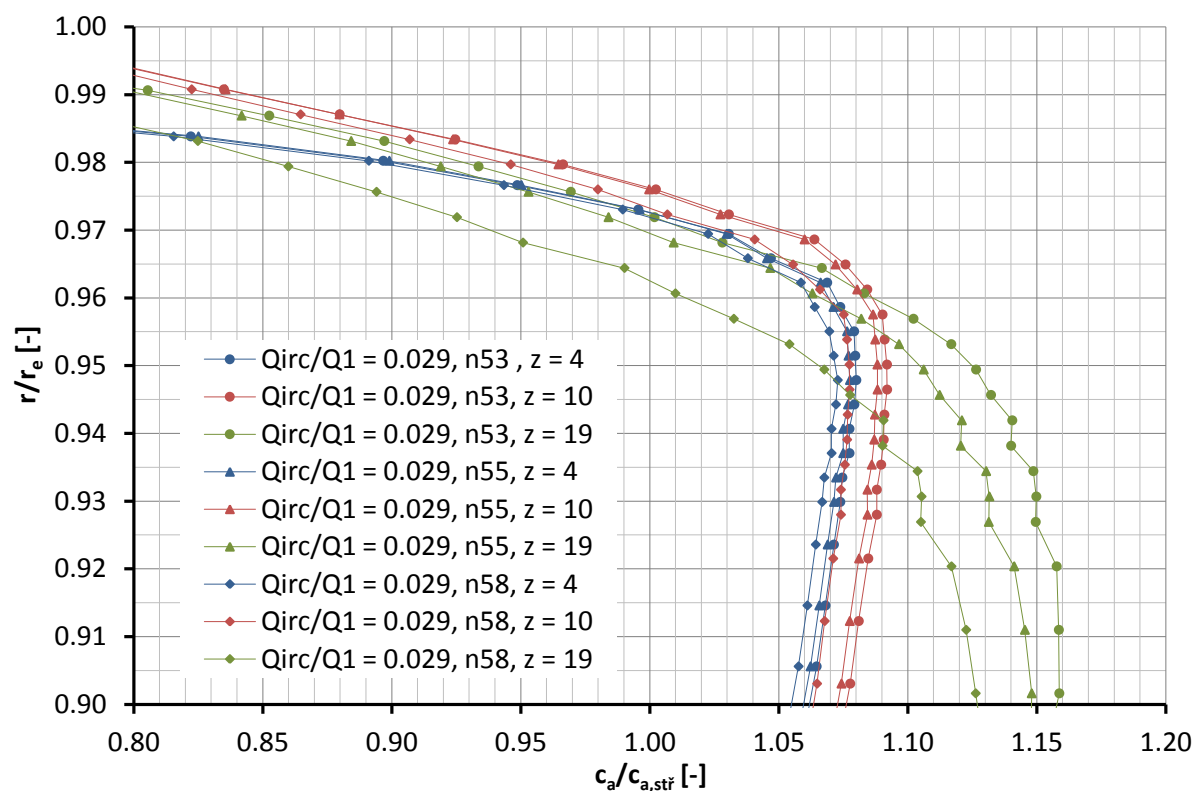
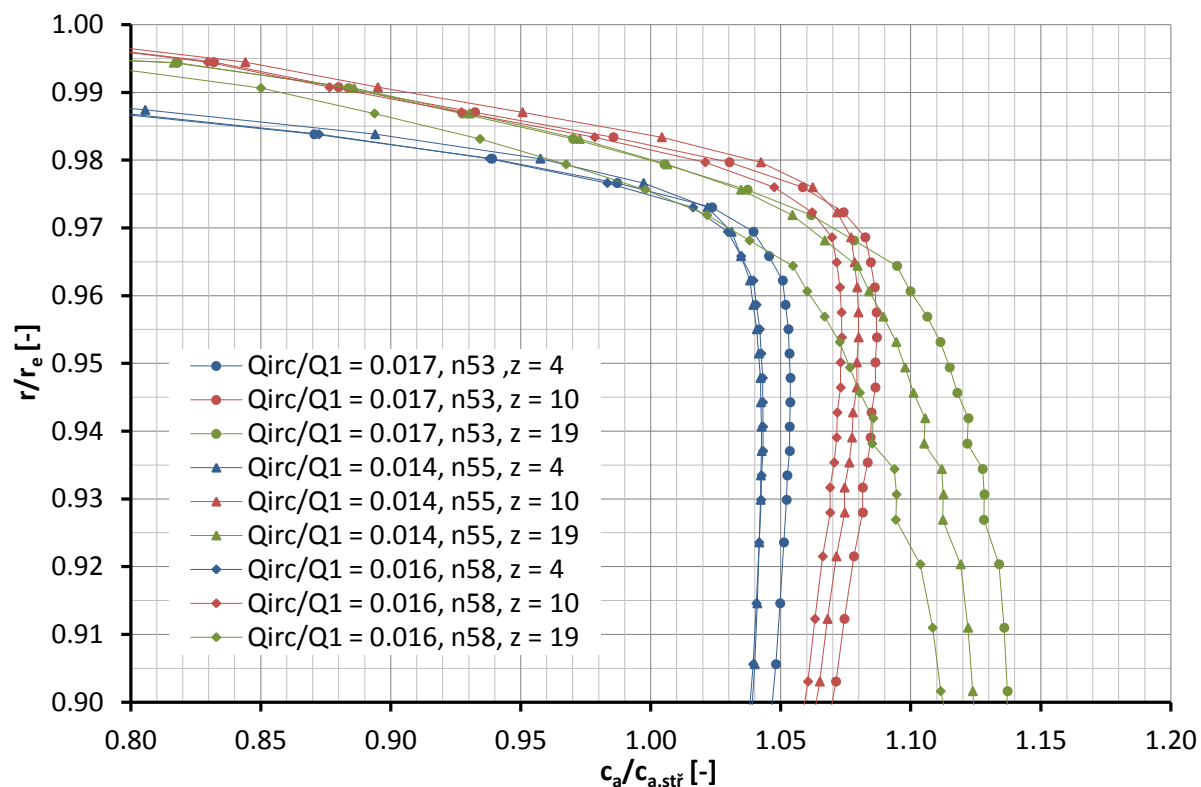
Příloha 2



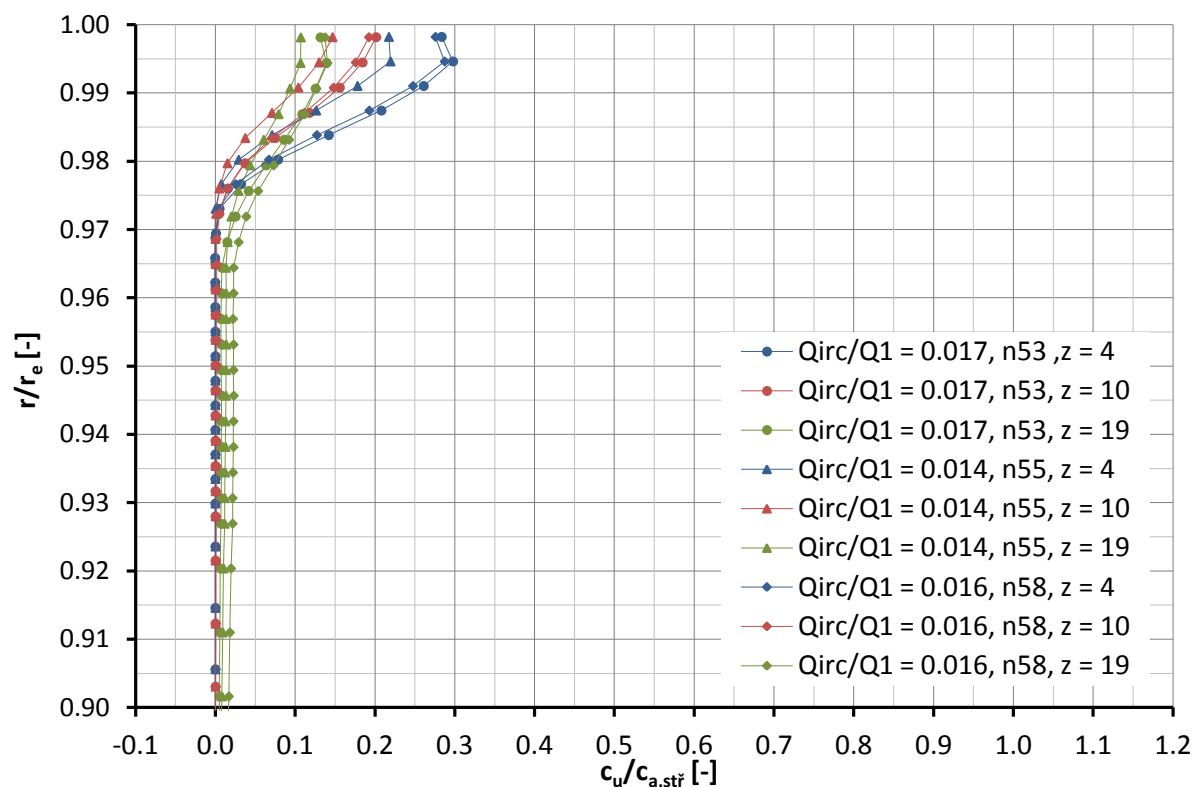
Rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru s OK, VŠ 2 mm, ONH, KV 3, pro otáčky kompresoru 100% a různé poměrné průtoky v OK



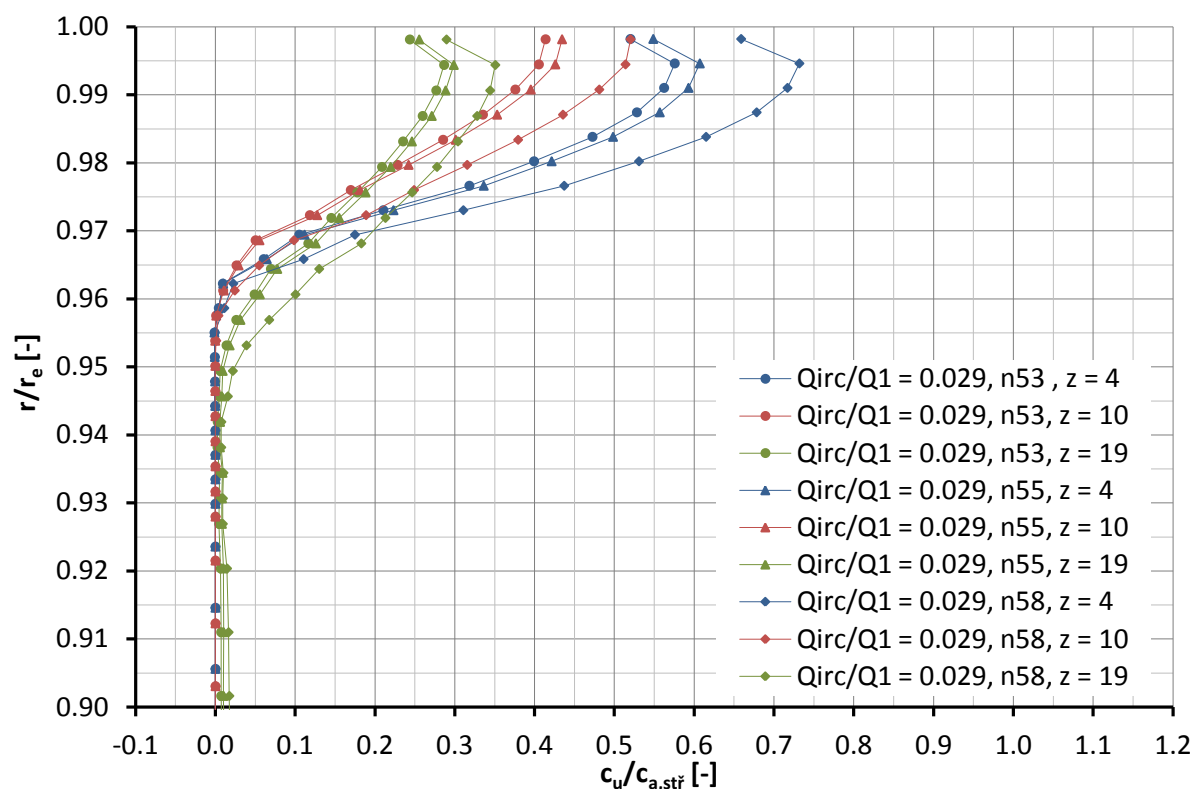
Detail rozložení statického tlaku po vnějším meridiánu kompresoru v oblasti OK, VŠ 2 mm, ONH, KV 3, pro otáčky kompresoru 100% a různé poměrné průtoky v OK



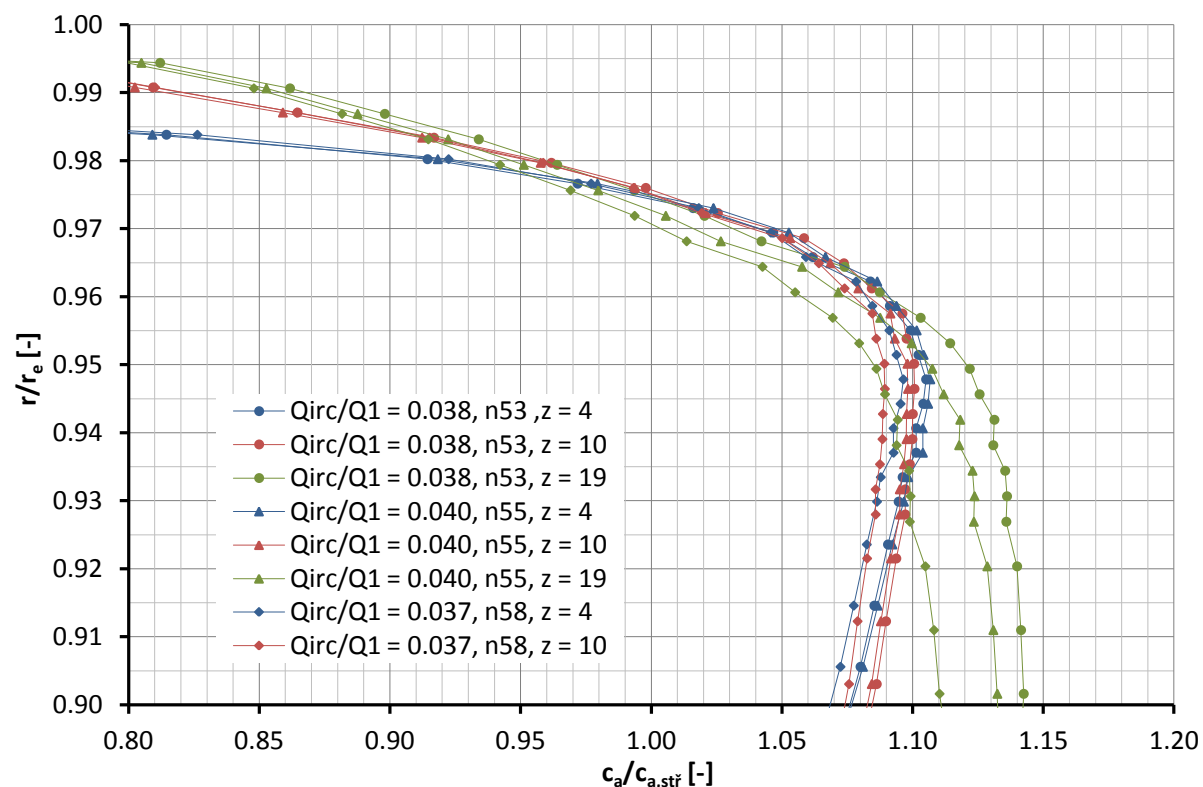
Příloha 3



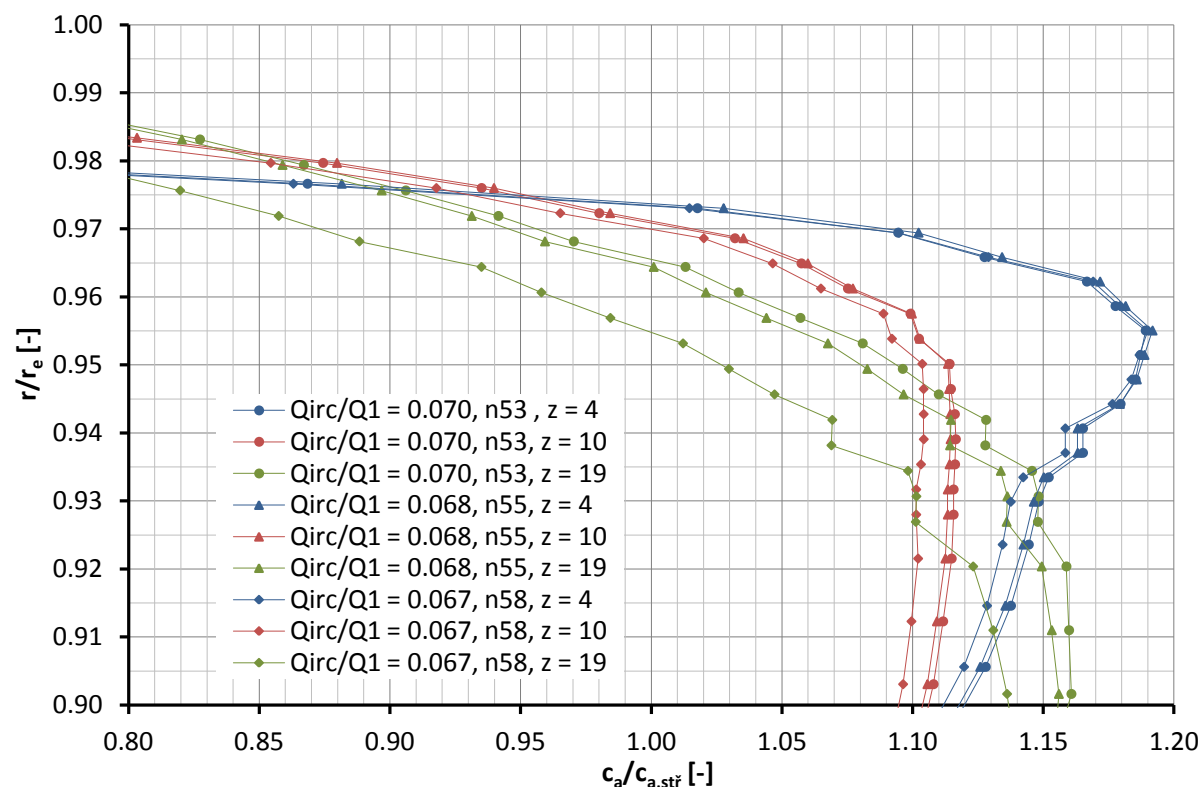
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, střední průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



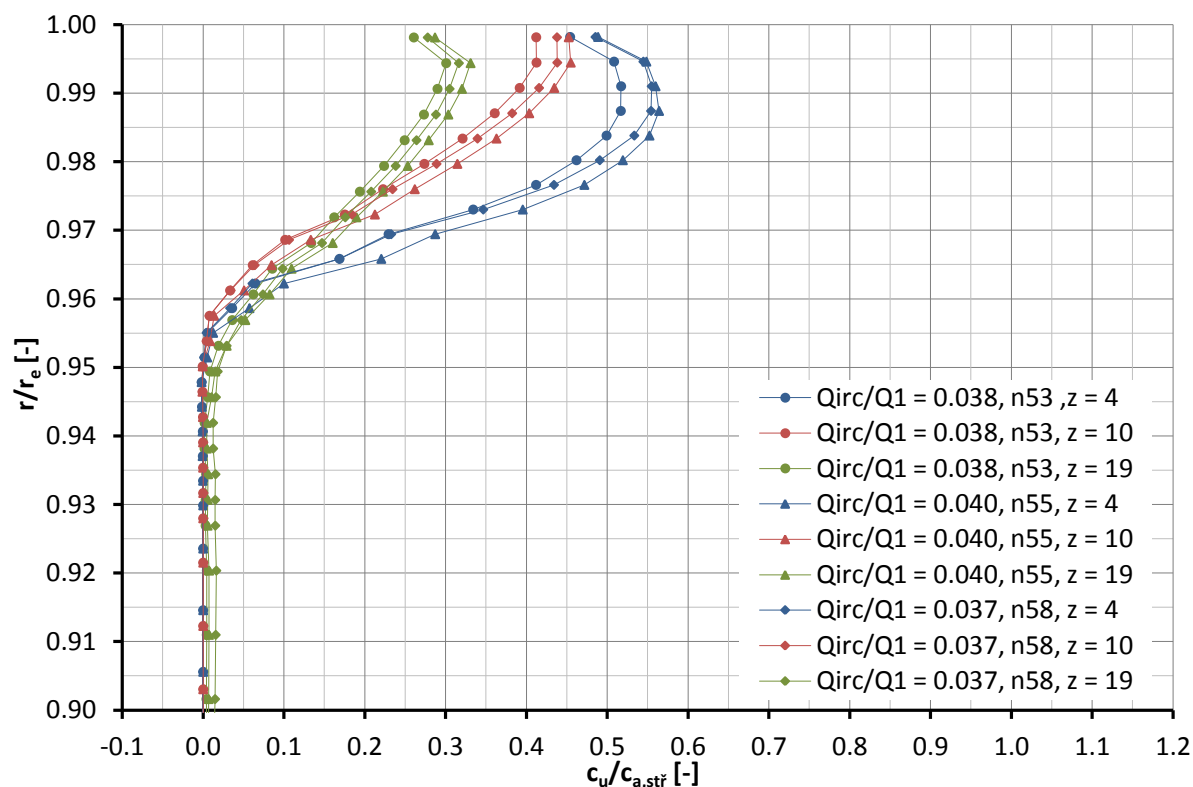
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, maximální průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



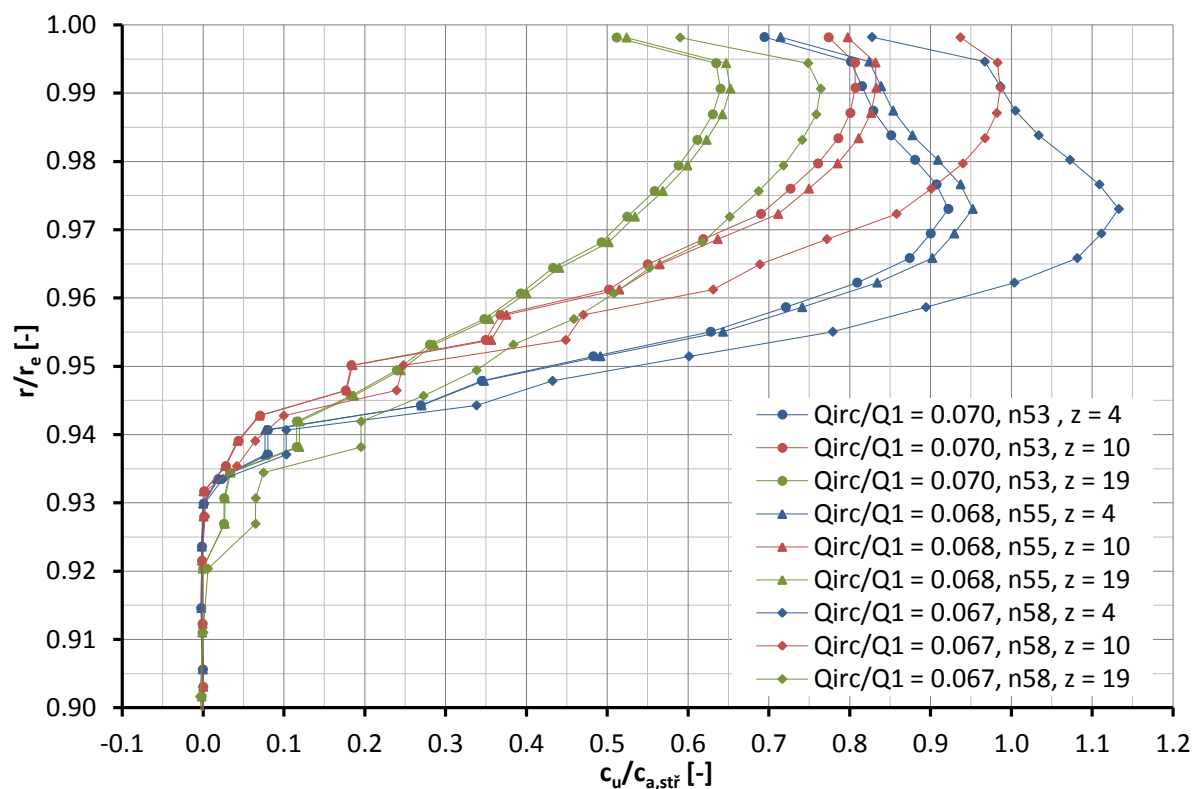
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, střední průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



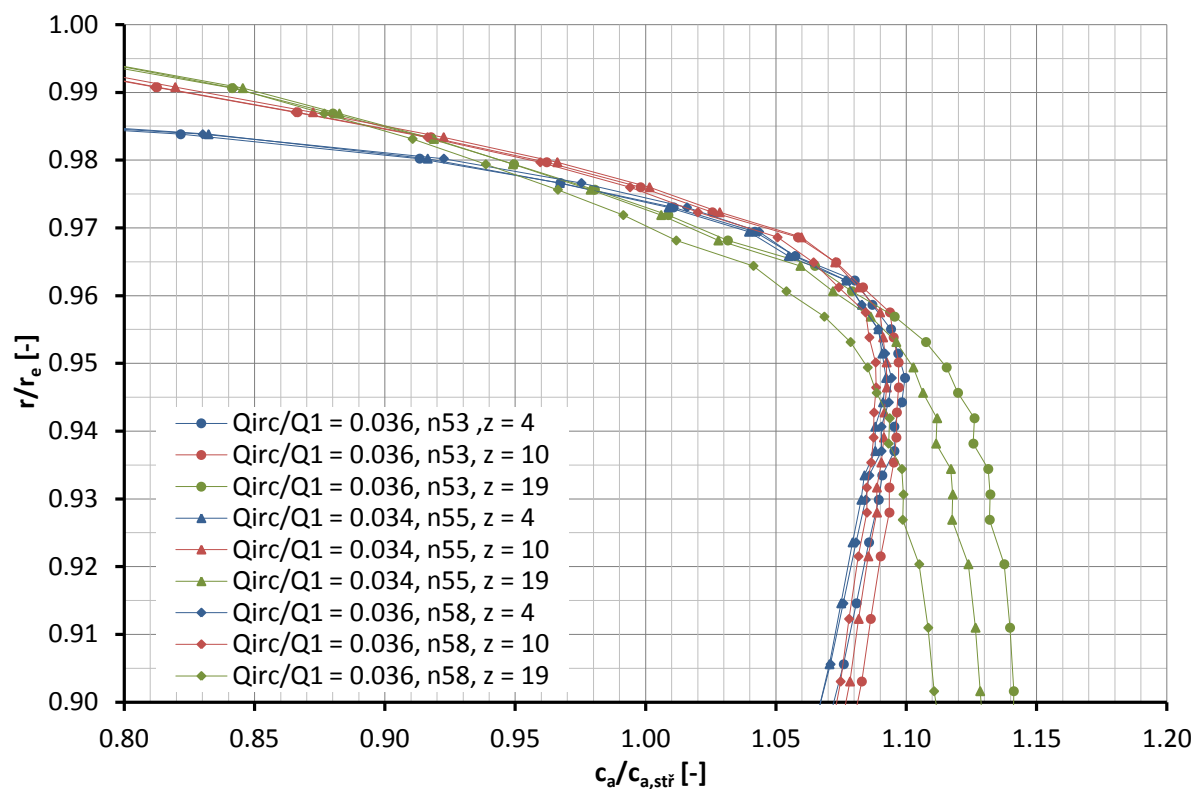
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, maximální průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



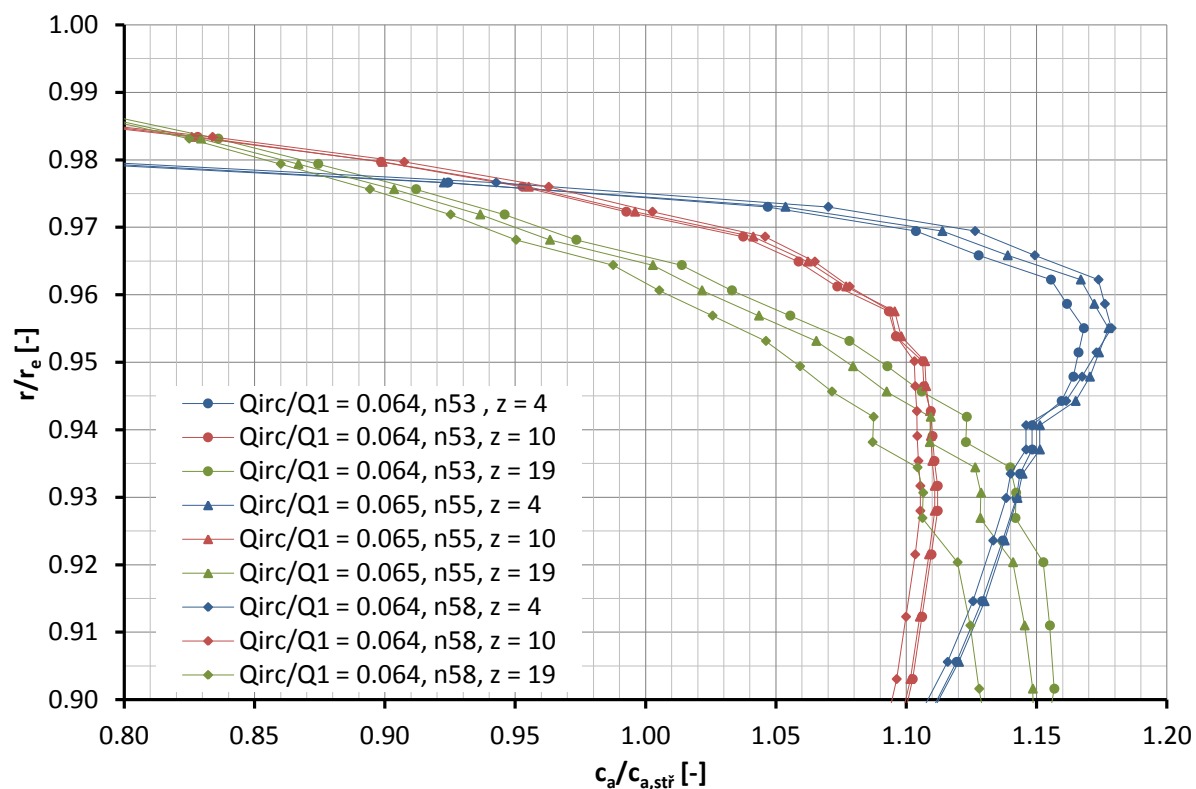
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, střední průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



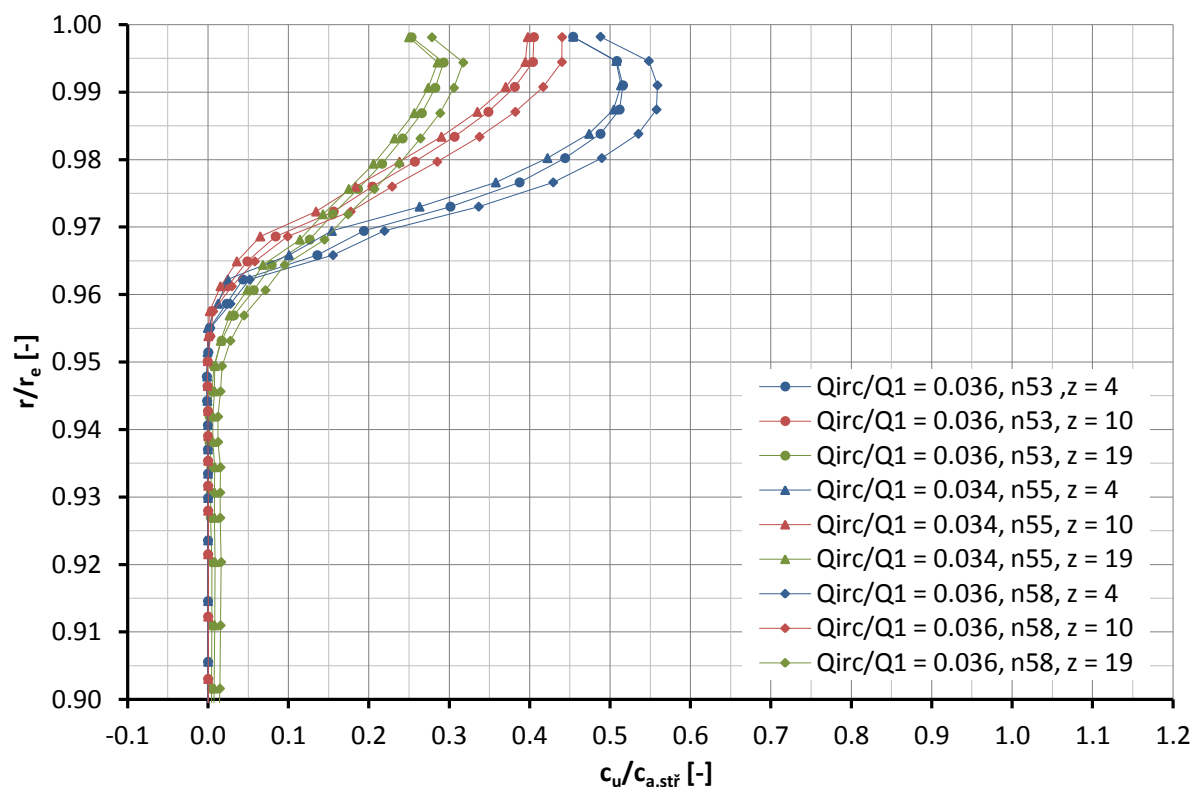
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, maximální průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



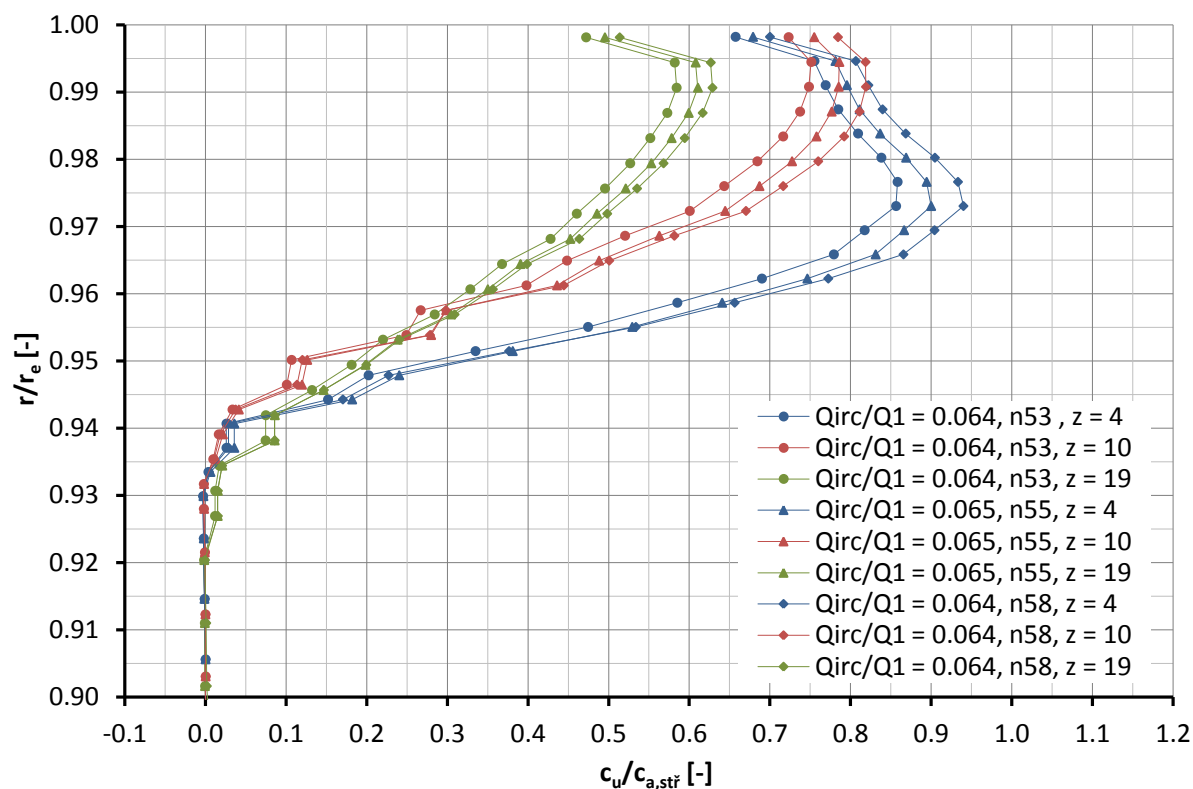
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, střední průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



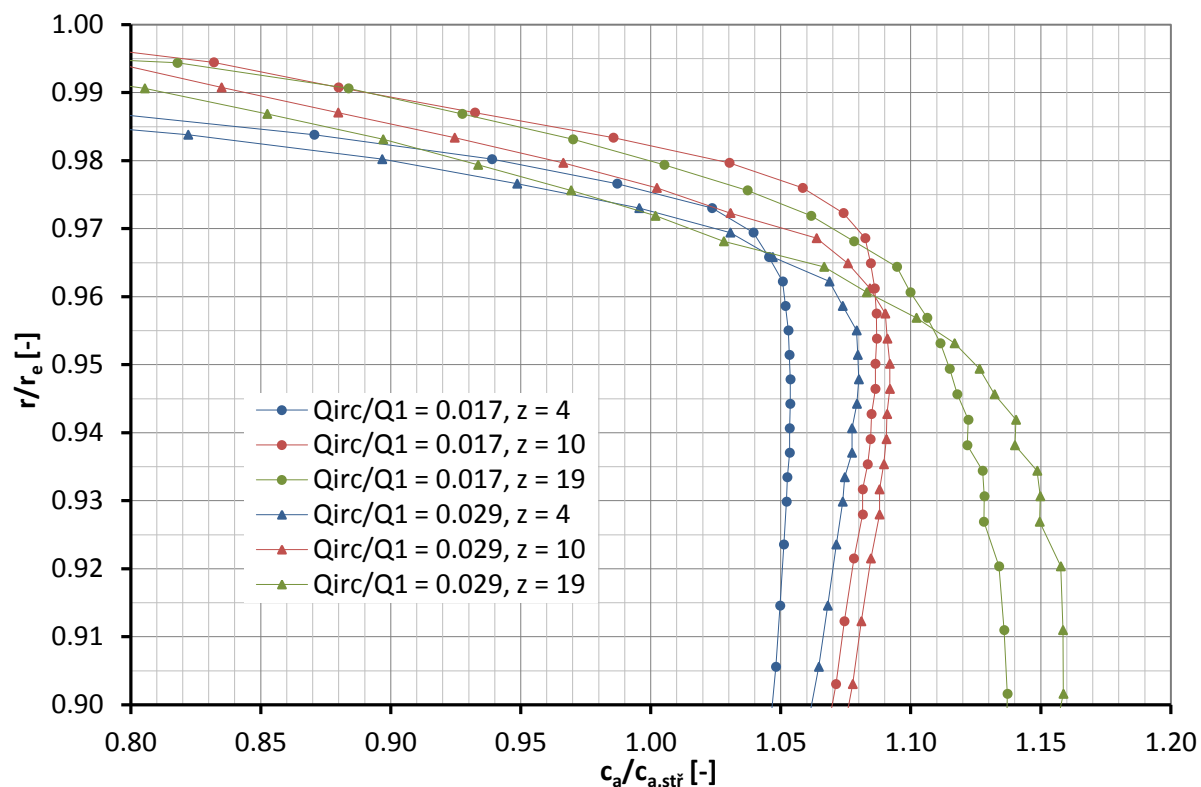
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, maximální průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



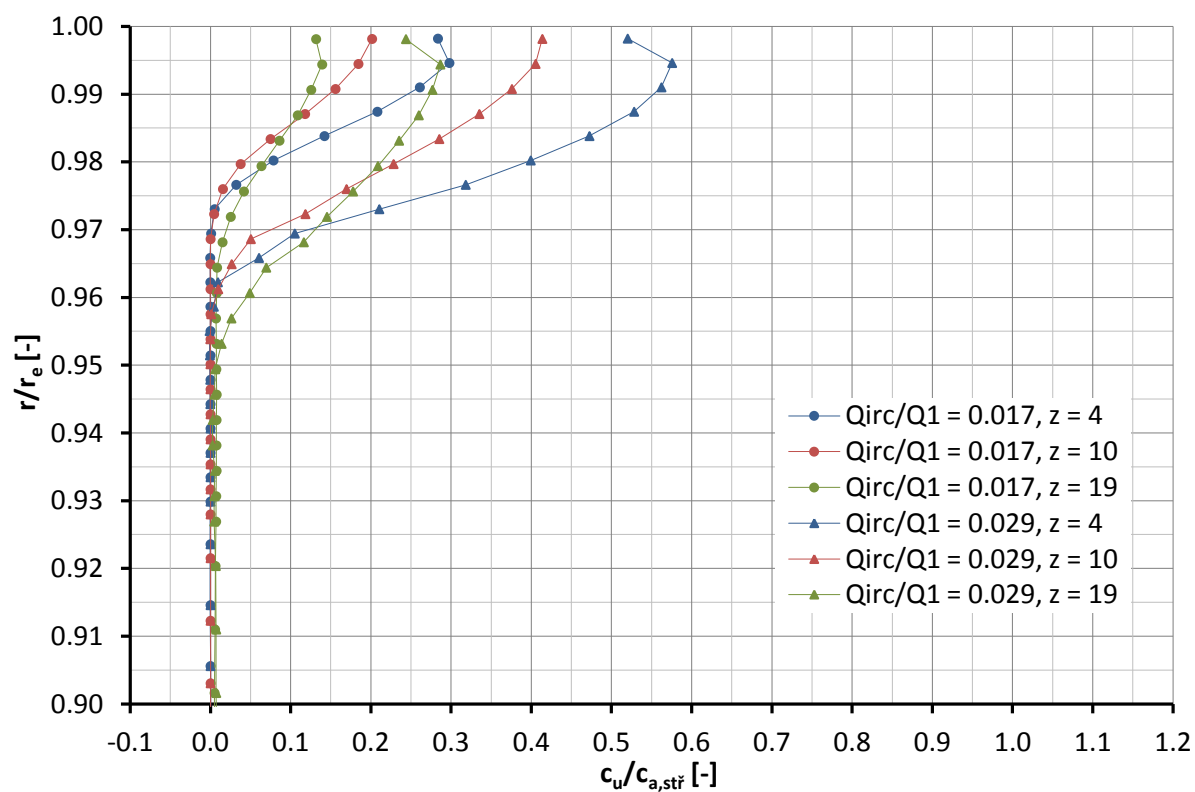
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, střední průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



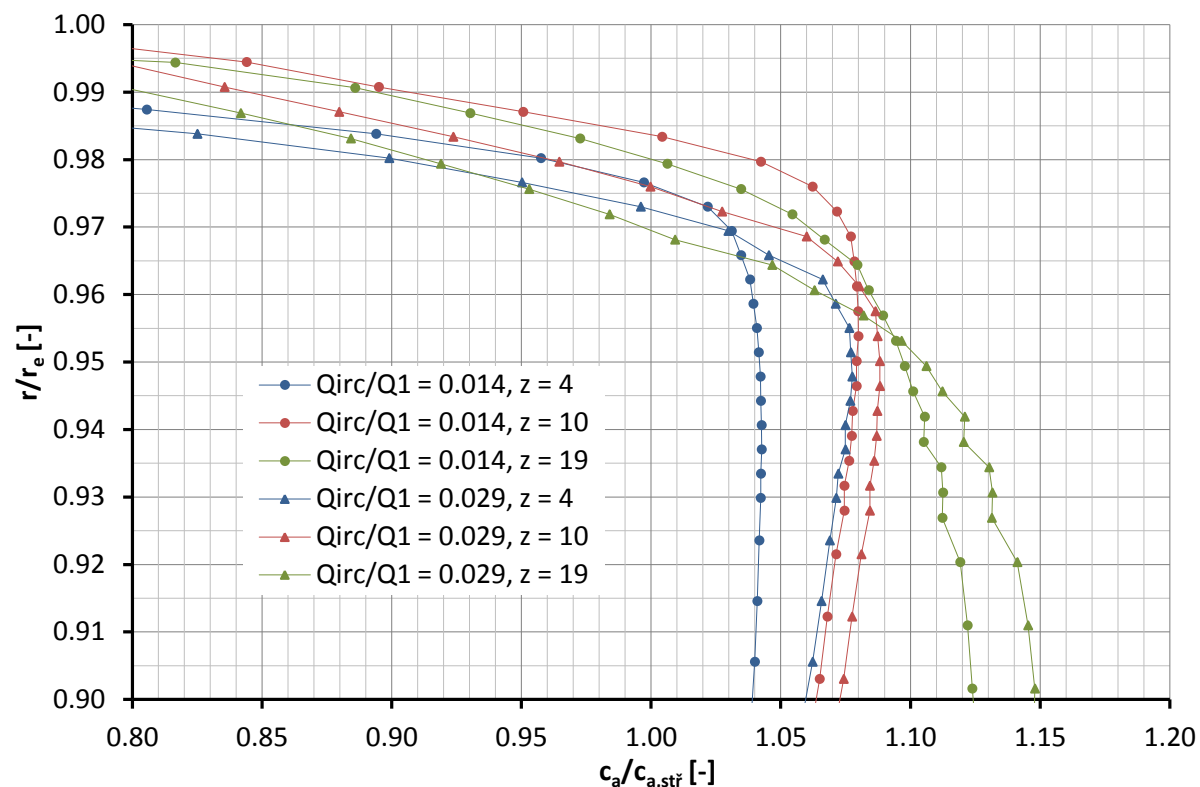
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm na rovinách ve vzdálenosti 4, 10 a 19 mm za VÝŠ, maximální průtok v OK a otáčky kompresoru 91, 95 a 100%



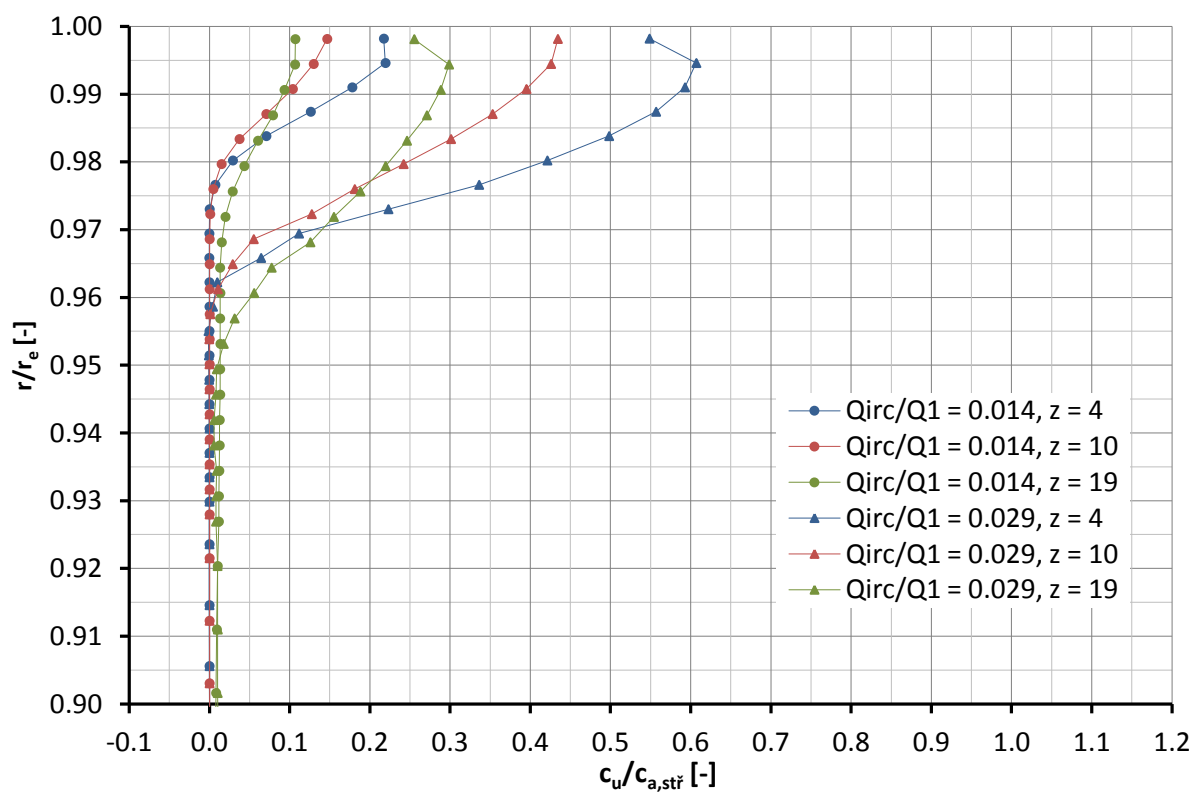
Průběhy poměrných osové rychlosti pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 91%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



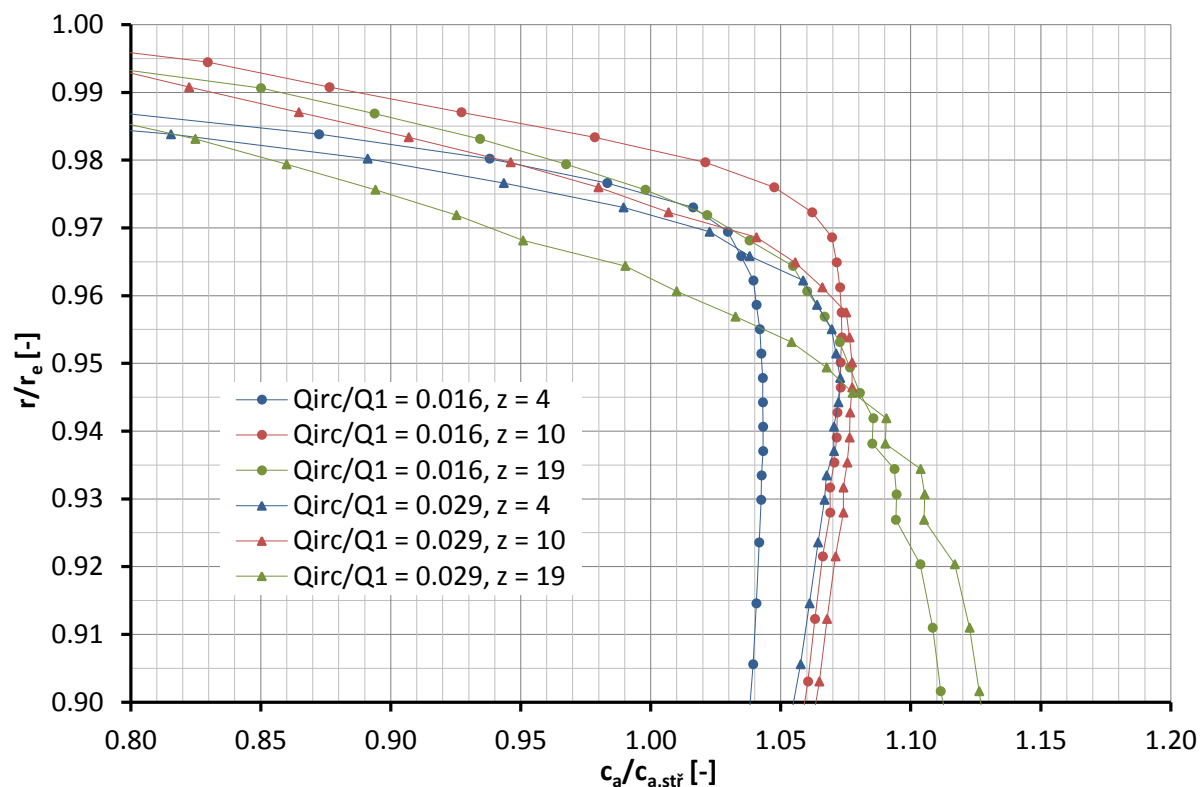
Průběhy poměrných obvodových rychlosti pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 91%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



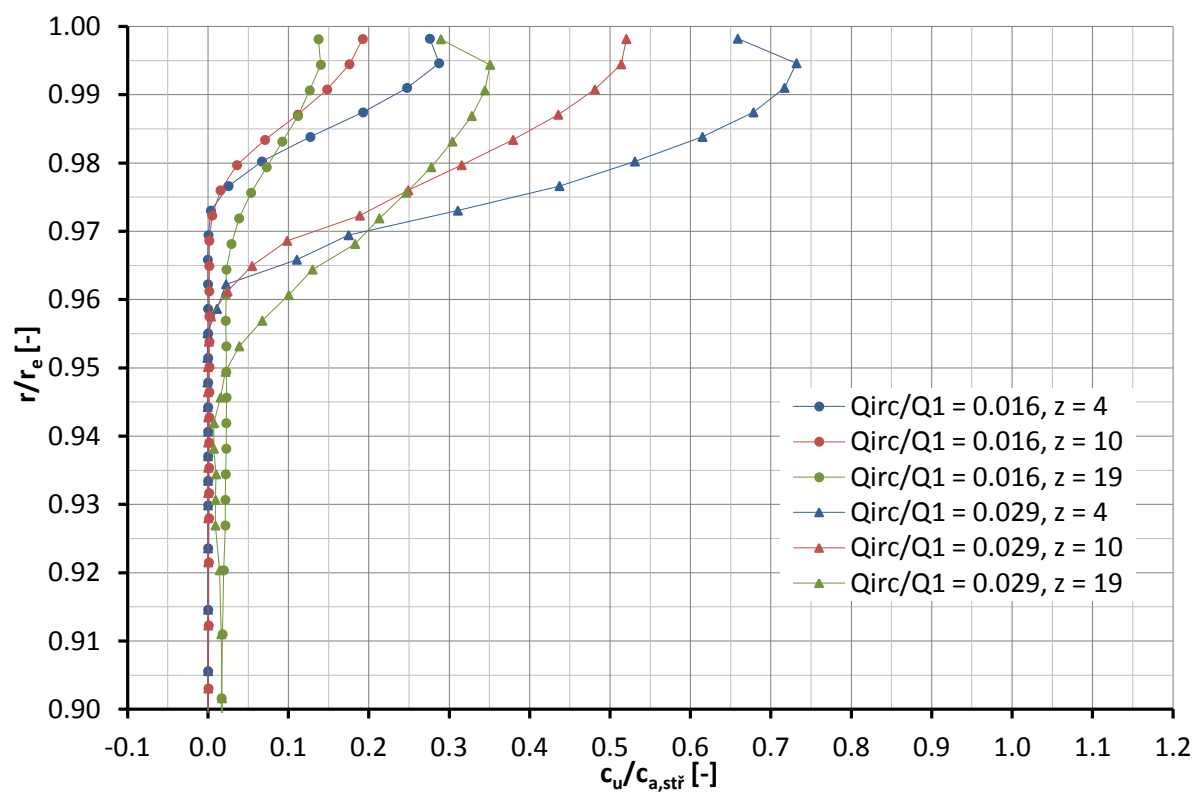
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 95%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



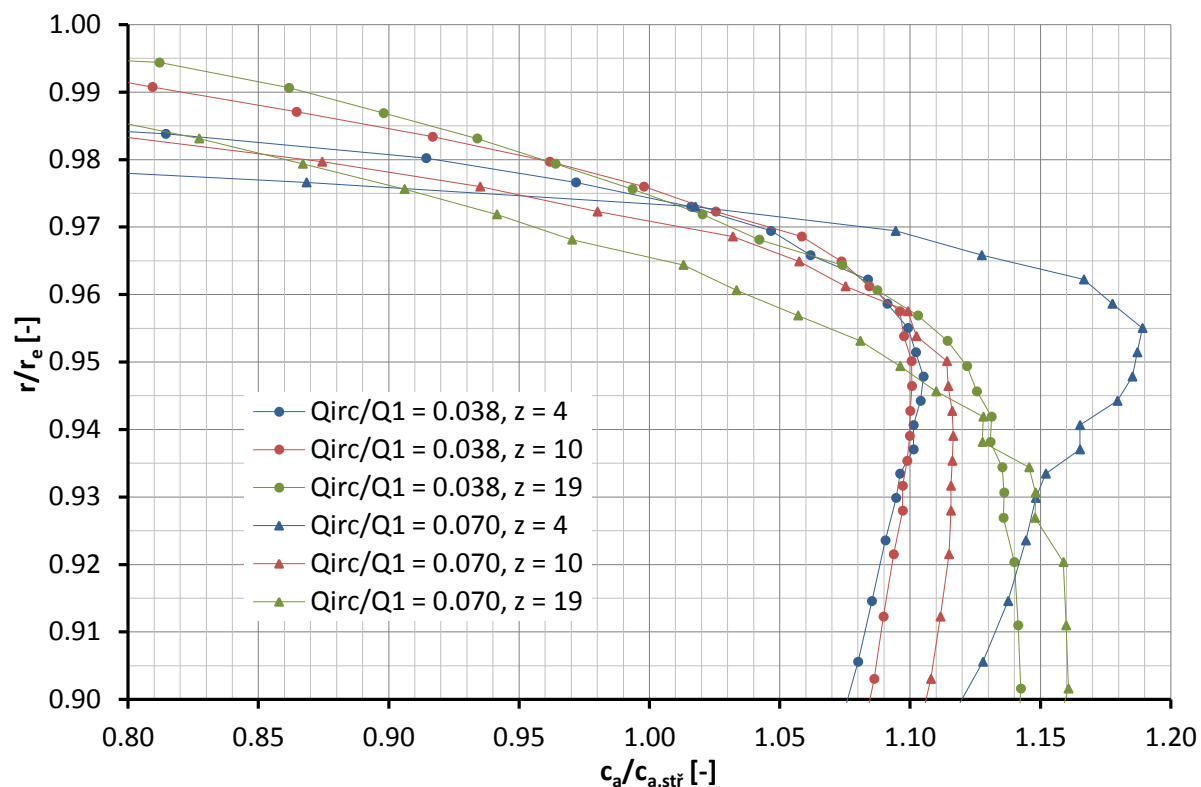
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 95%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



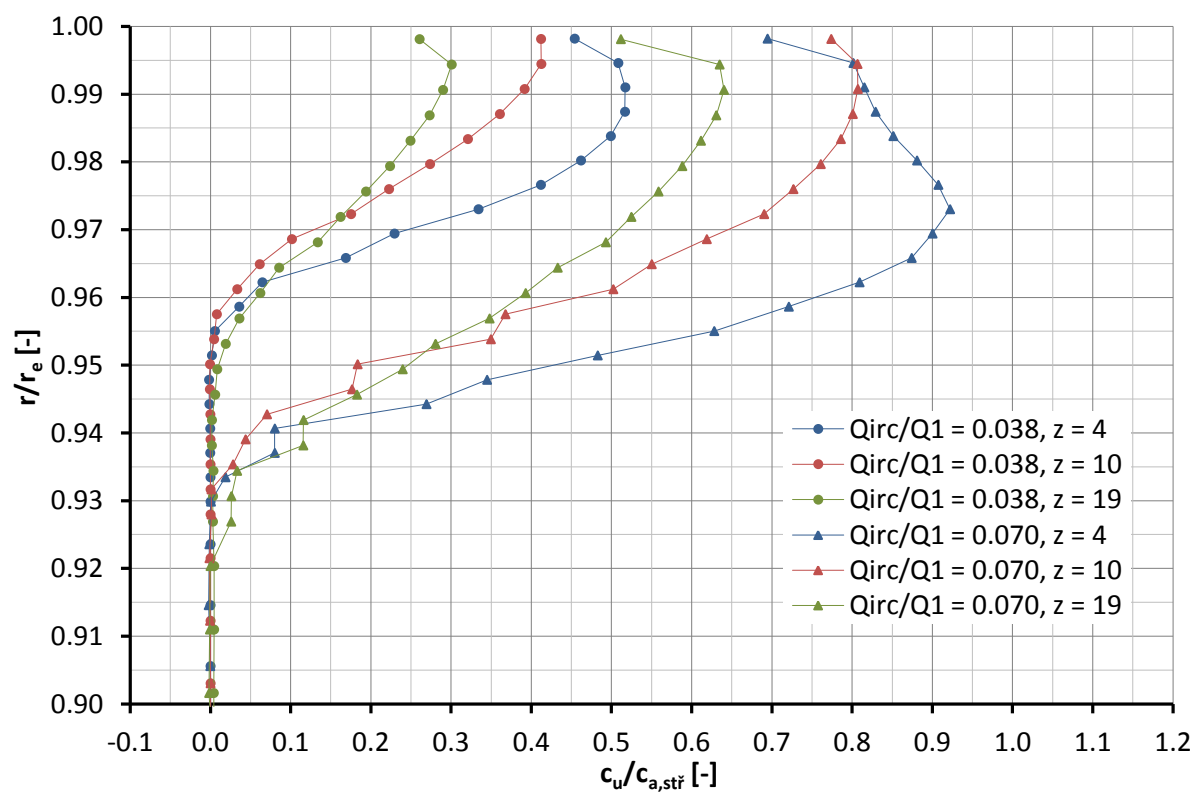
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 100%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



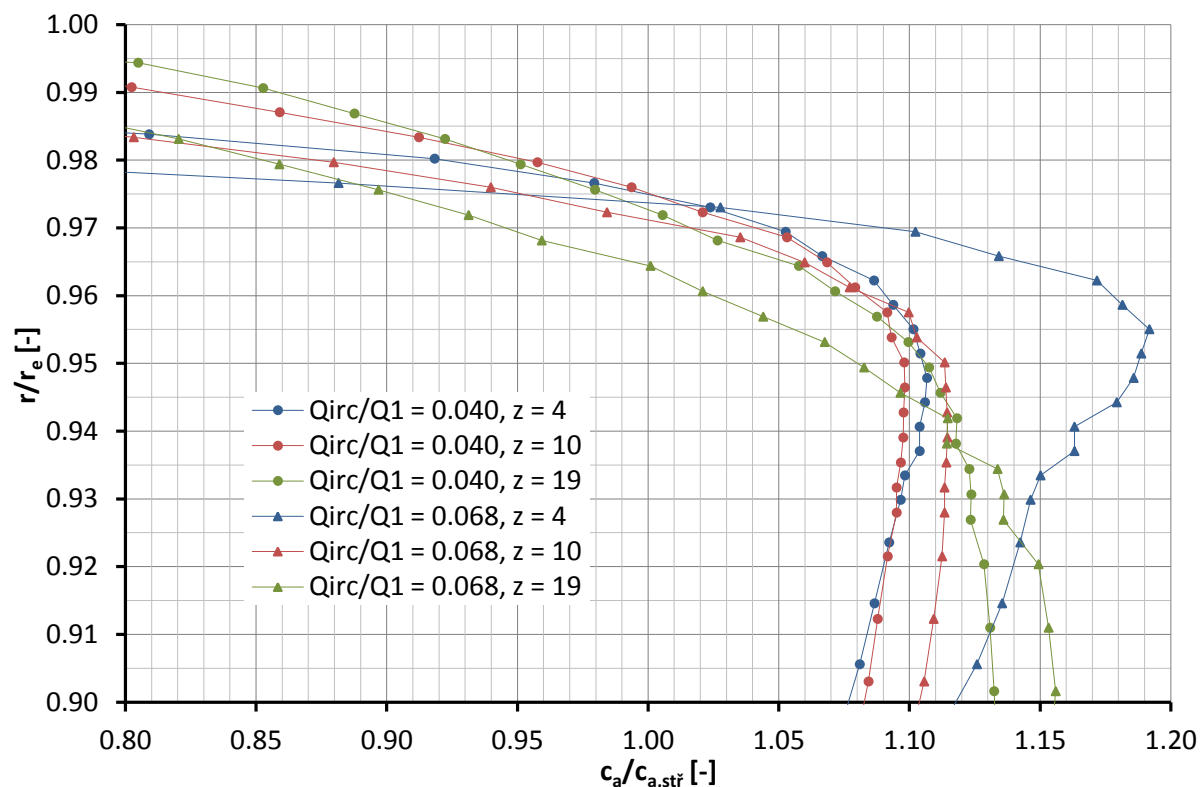
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 100%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



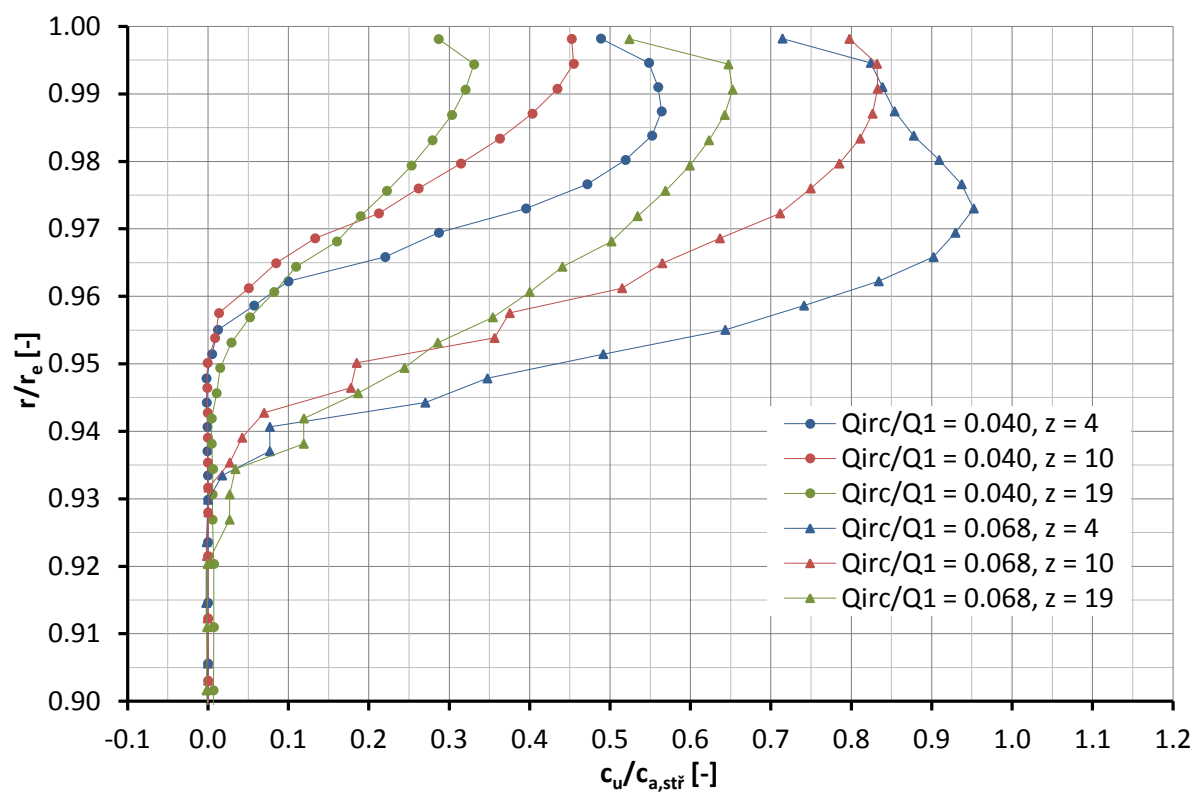
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 91%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



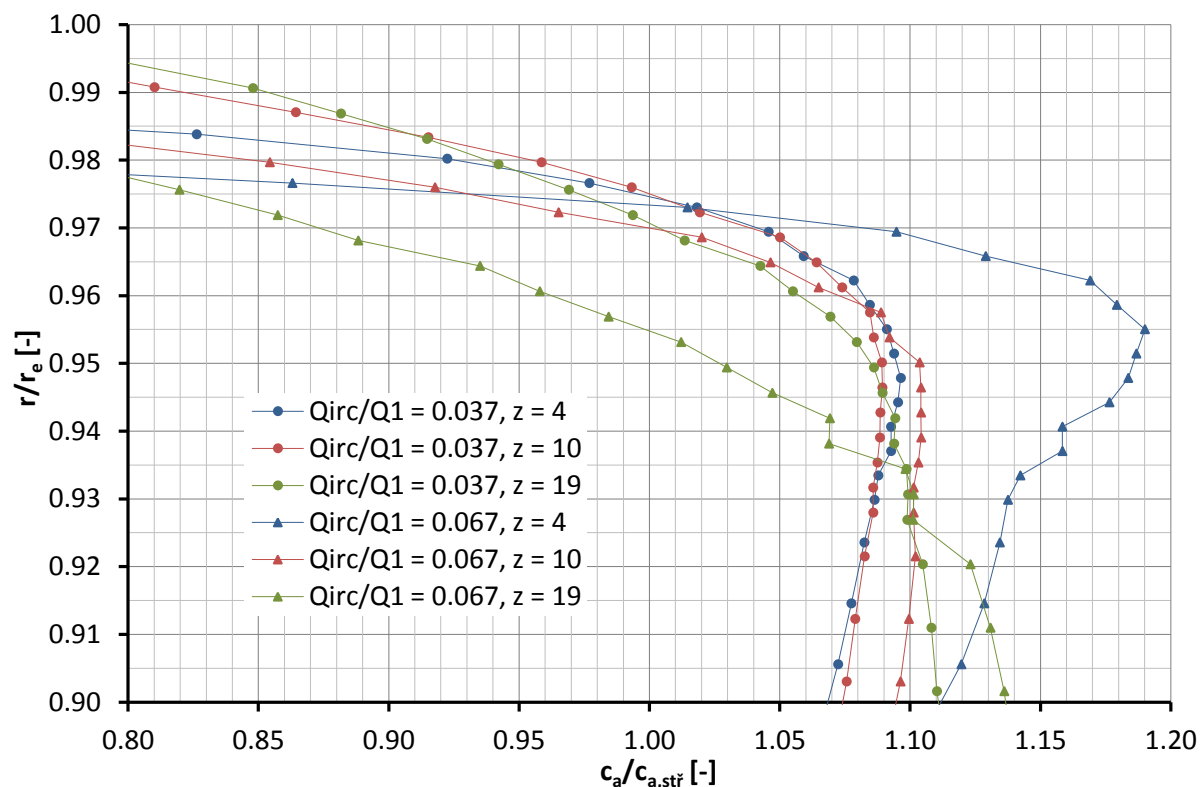
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 91%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



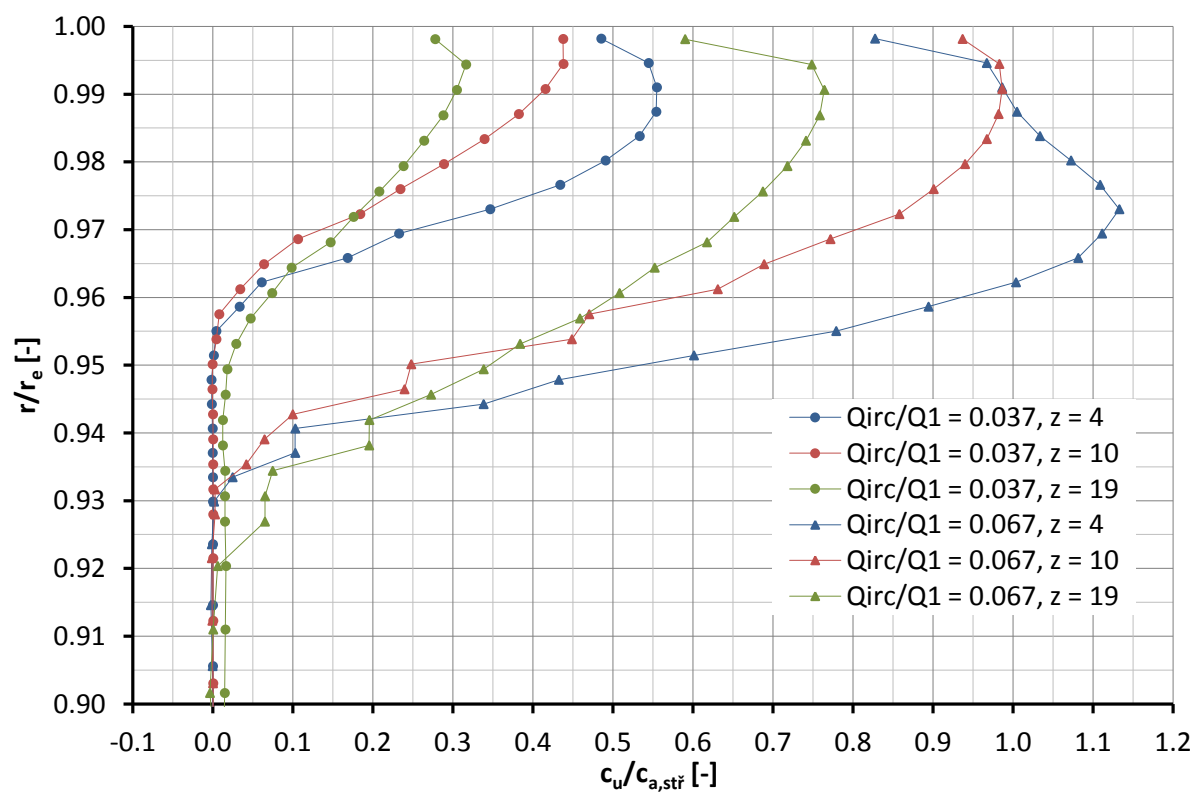
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 95%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



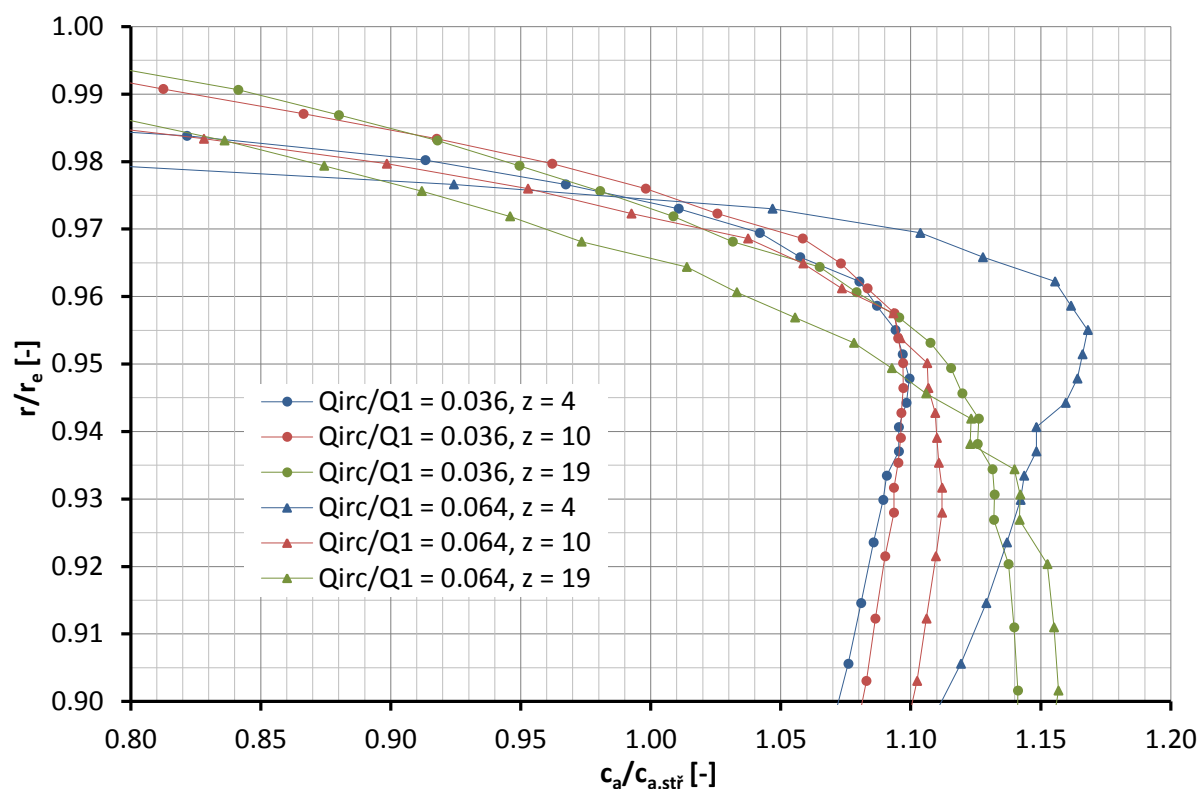
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 95%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



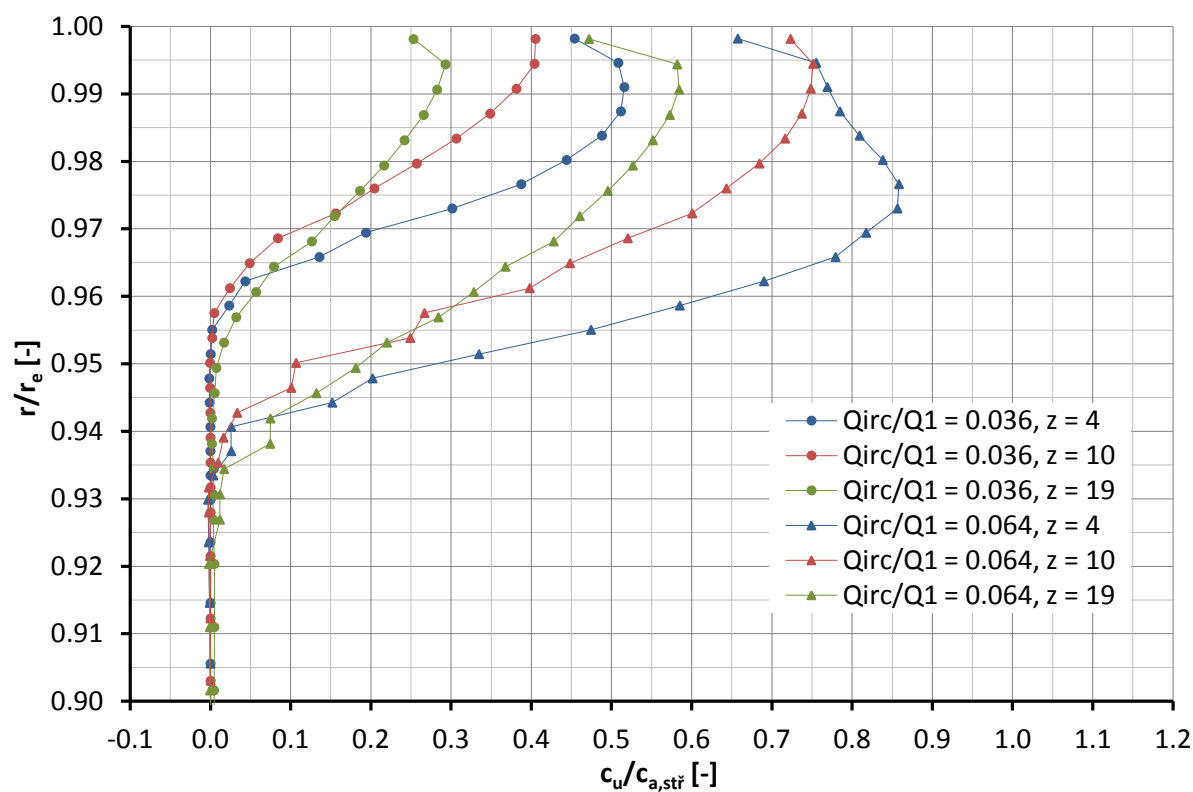
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 100%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



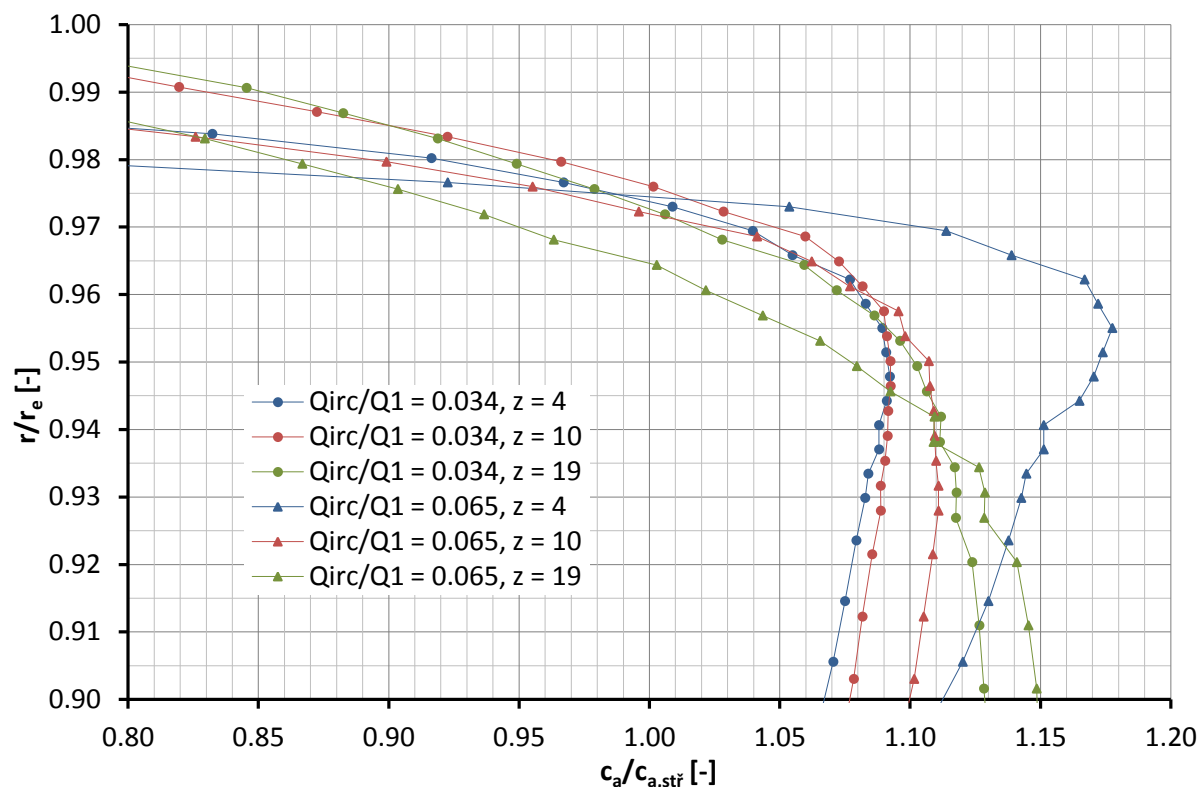
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 100%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



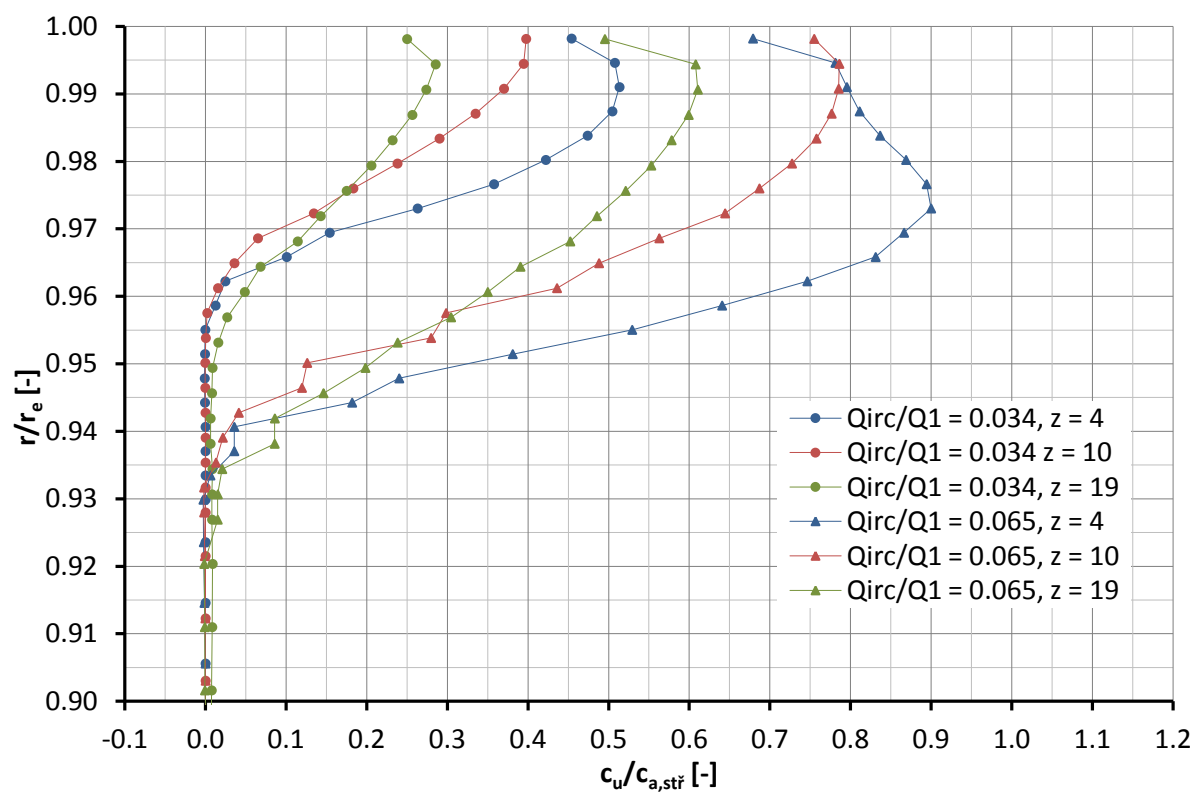
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 91%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



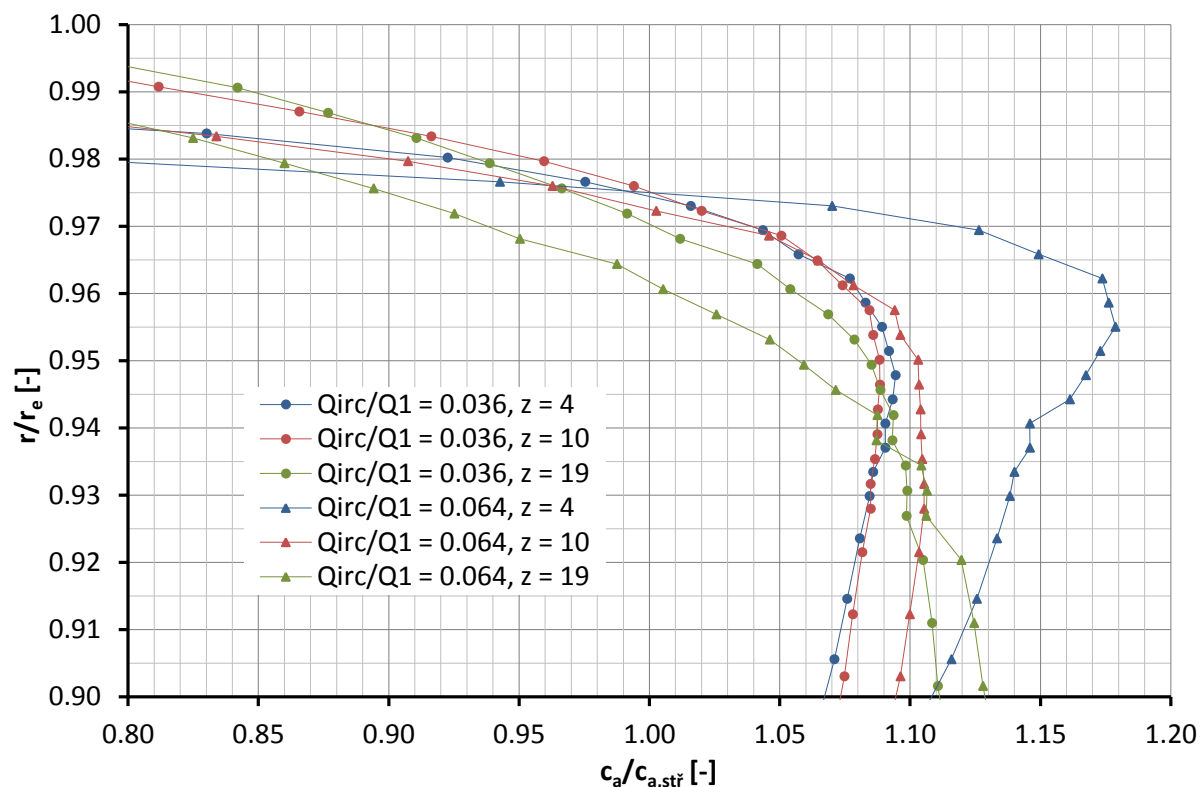
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 91%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



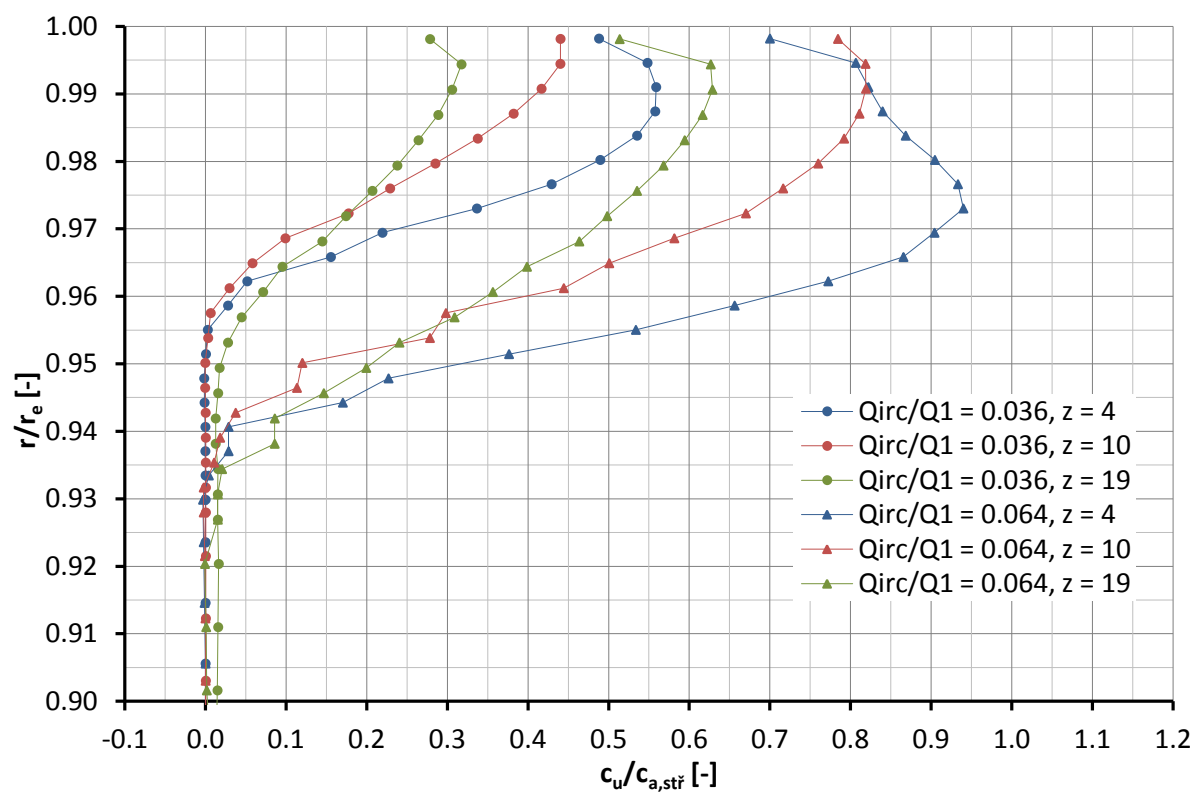
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 95%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



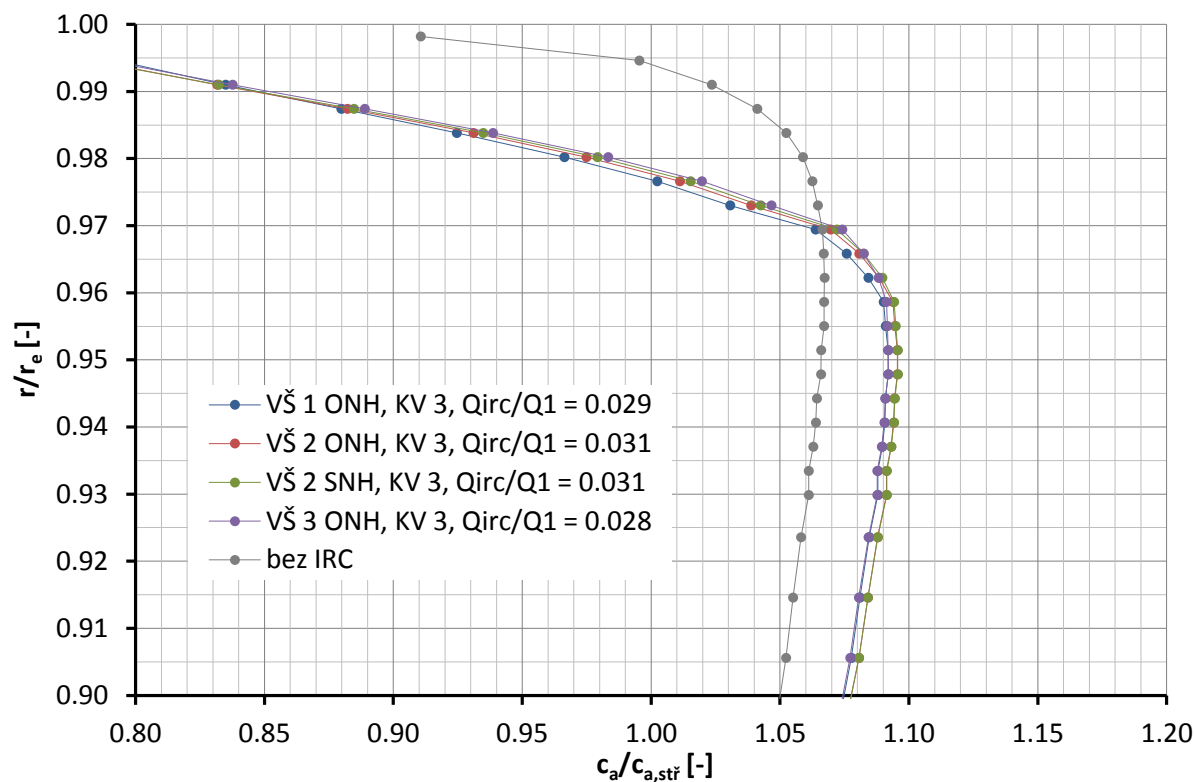
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 95%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



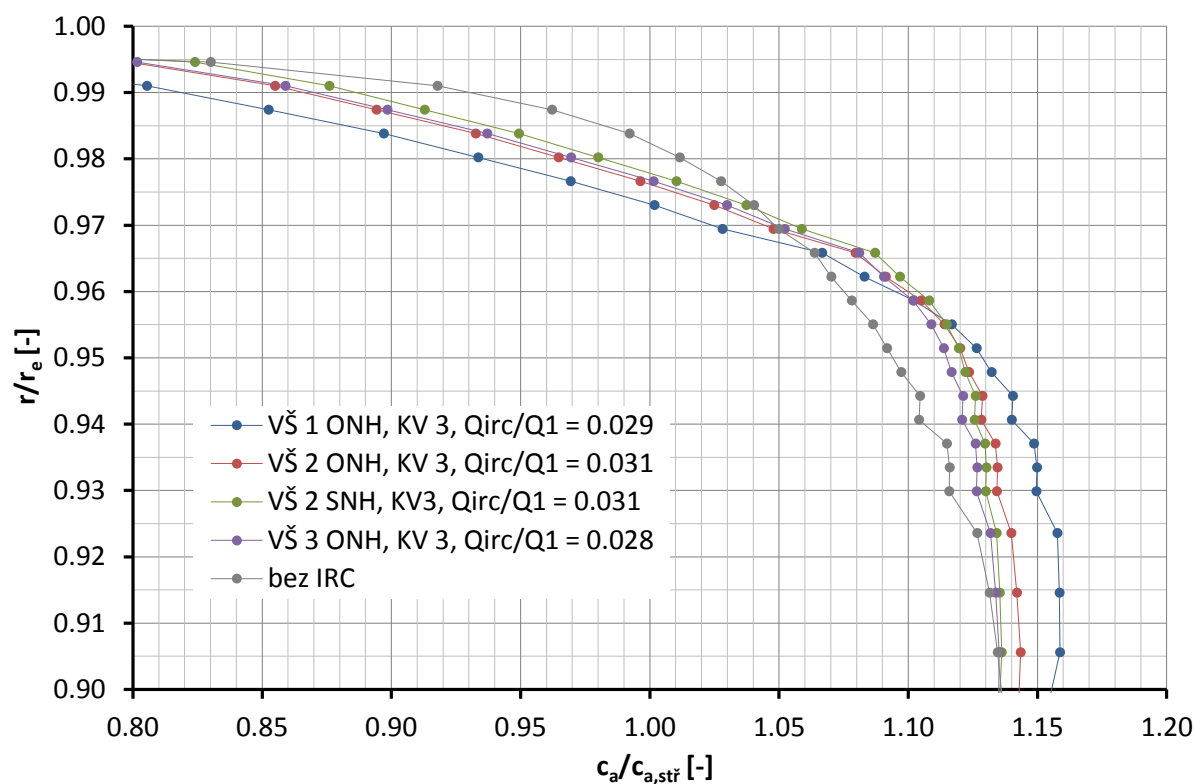
Průběhy poměrných osových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 100%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



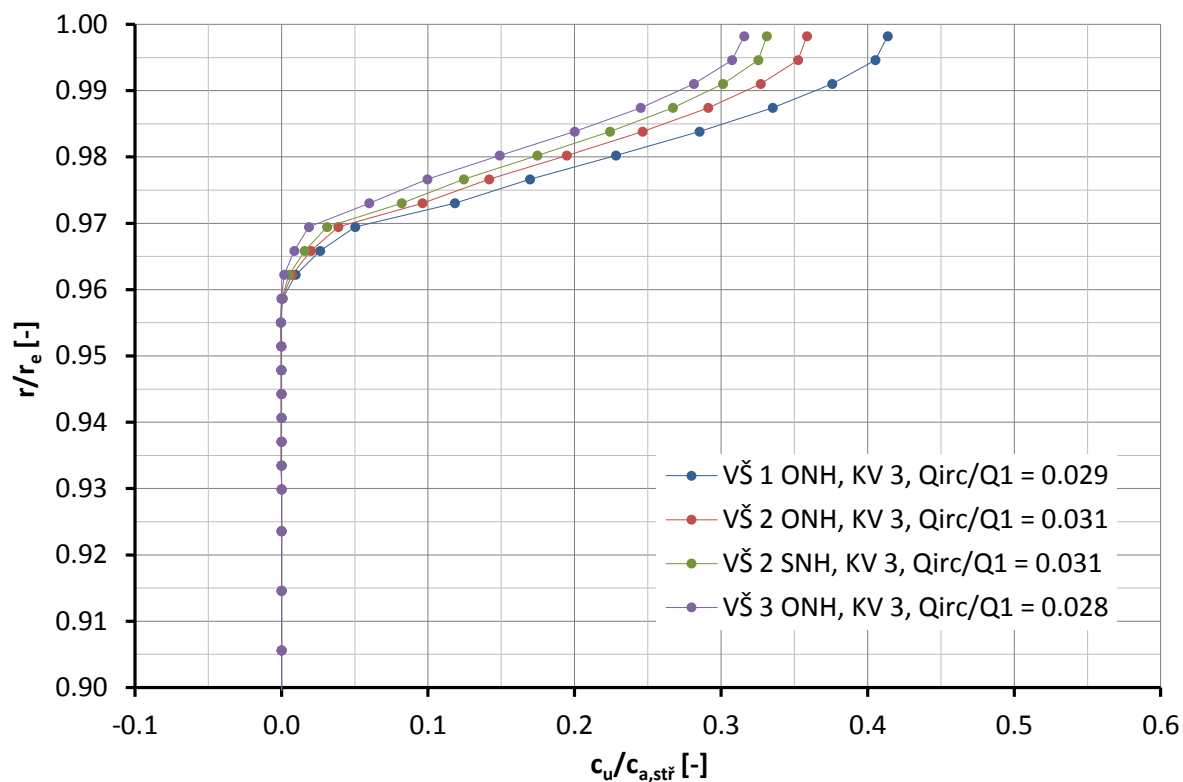
Průběhy poměrných obvodových rychlostí pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3 mm, otáčky kompresoru 100%, střední a maximální průtok v OK na rovinách vzdálených 4, 10 a 19 mm za VÝŠ



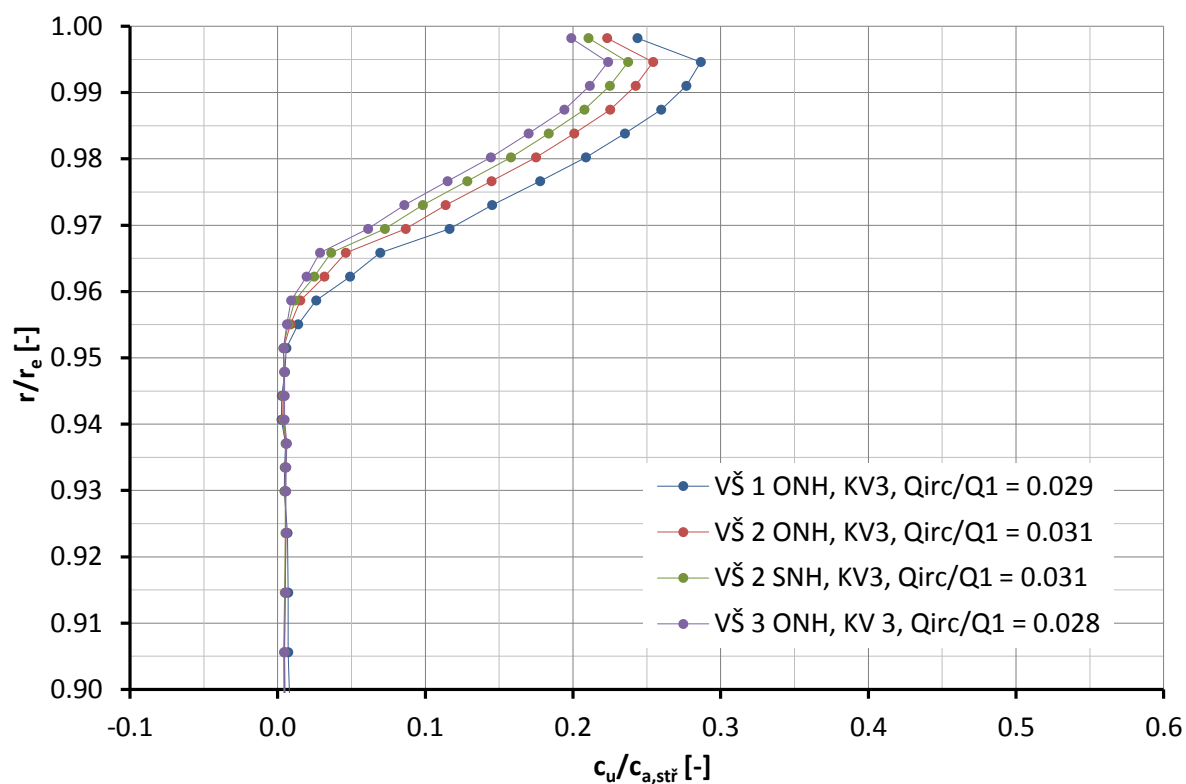
Porovnání průběhů poměrné osové rychlosti na rovině umístěné 10 mm za VÝŠ pro otáčky kompresoru 91% a různé šířky VŠ



Porovnání průběhů poměrné osové rychlosti na rovině umístěné 19 mm za VÝŠ pro otáčky kompresoru 91% a různé šířky VŠ

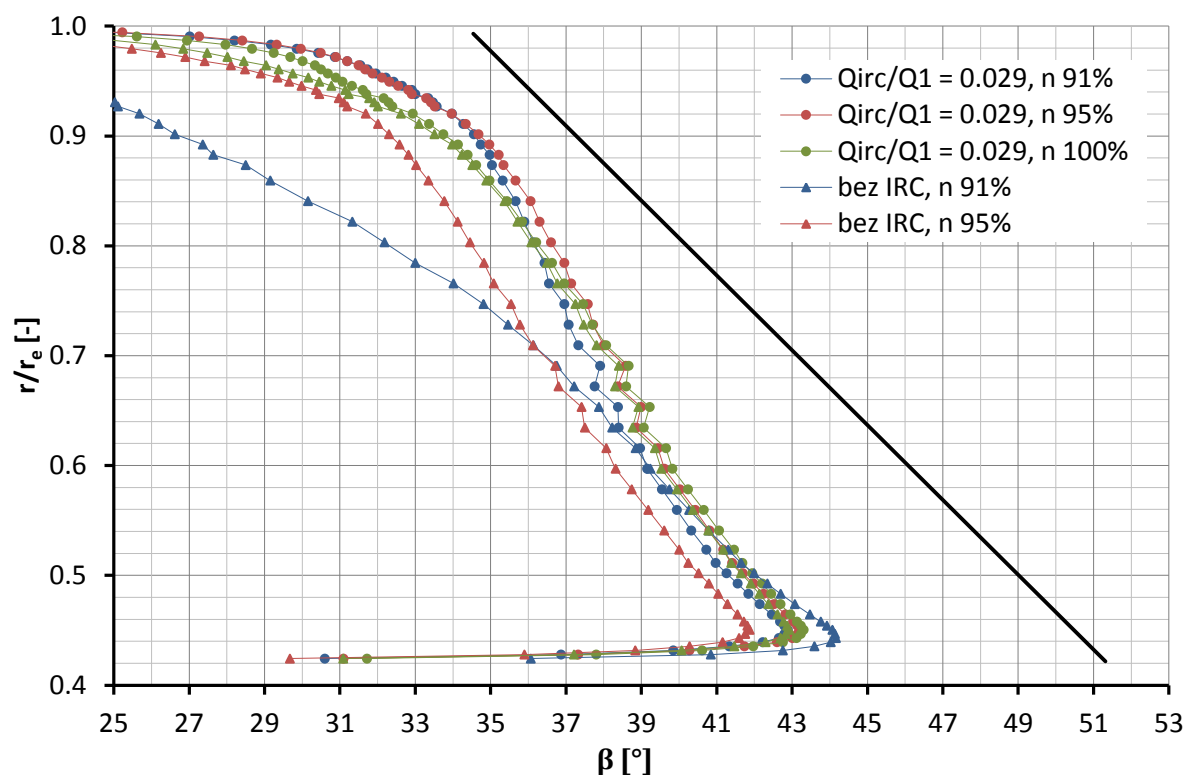


Porovnání průběhů poměrné obvodové rychlosti na rovině umístěné 10 mm za VÝŠ pro otáčky kompresoru 91% a různé šířky VŠ

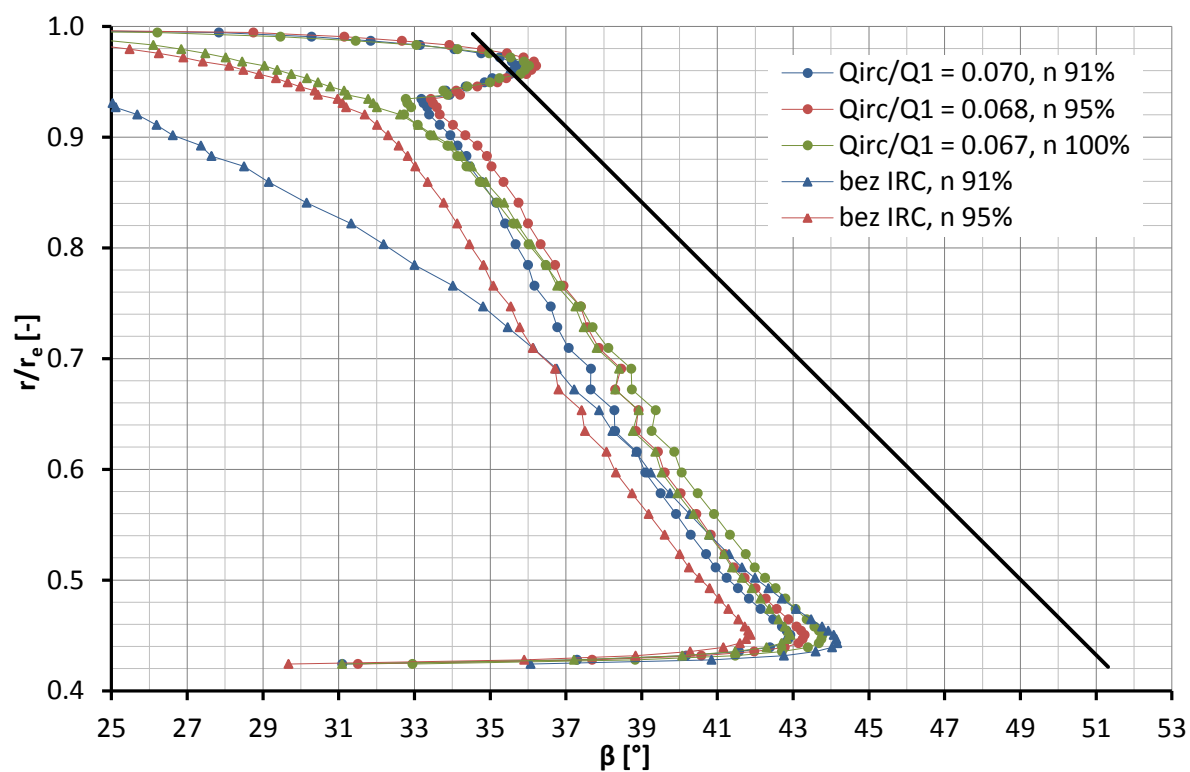


Porovnání průběhů poměrné obvodové rychlosti na rovině umístěné 19 mm za VÝŠ pro otáčky kompresoru 91% a různé šířky VŠ

Příloha 6

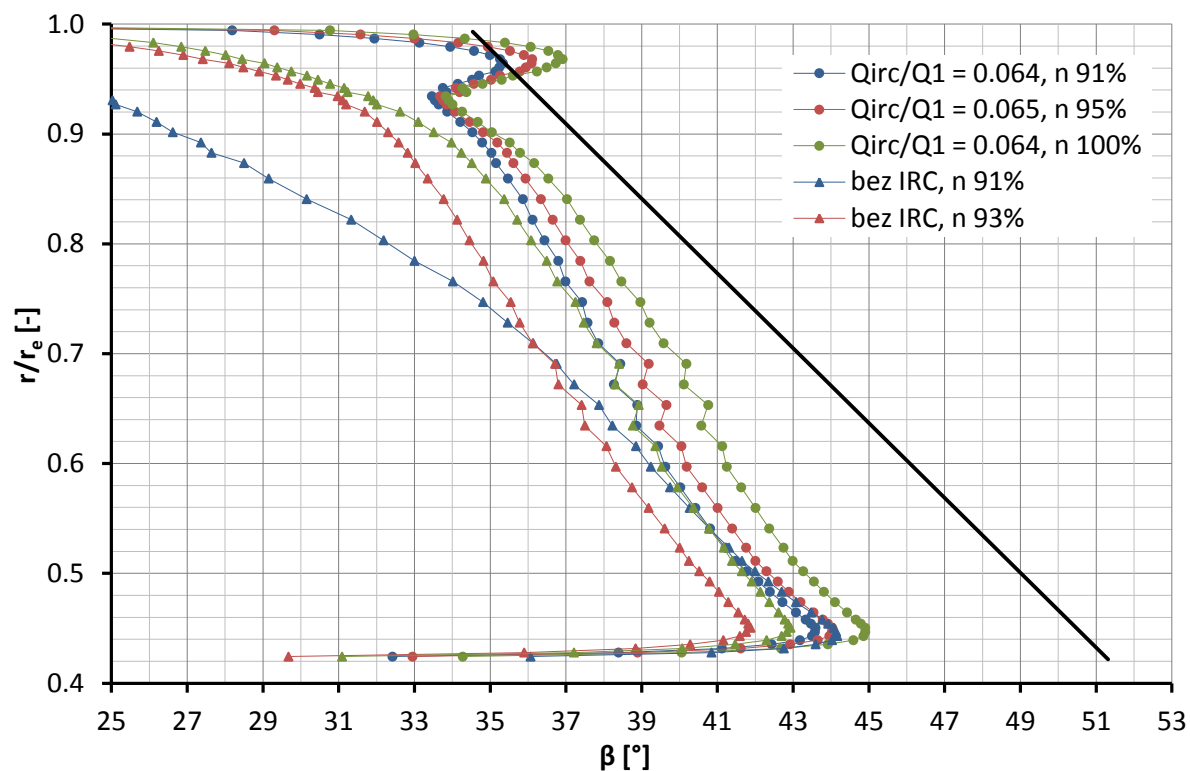


Rozložení úhlu β na rovině náběžných hran lopatek kompresoru pro VŠ 1 mm, ONH, KV 3, maximální průtok v OK a porovnání s úhlem lopatky a kompresorem bez OK pro otáčky 91, 95 a 100%



Rozložení úhlu β na rovině náběžných hran lopatek kompresoru pro VŠ 2 mm, SNH, KV 3, maximální průtok v OK a porovnání s úhlem lopatky a kompresorem bez OK pro otáčky 91, 95 a 100%

Příloha 6



Rozložení úhlu β na rovině náběžných hran lopatek kompresoru pro VŠ 3 mm, ONH, KV 3, maximální průtok v OK a porovnání s úhlem lopatky a kompresorem bez OK pro otáčky 91, 95 a 100%